

**VŠB - Technická univerzita Ostrava**

**Univerzitní studijní programy**

Návrh a dimenzování trakčního pohonu vozidla se systémem  
IWD

Design and Dimensioning of Traction Drive for IWD Vehicle

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Mynář**  
Studijní program: **N3943 Mechatronika**  
Studijní obor: **3906T007 Automobilová elektronika**  
Téma: **Návrh a dimenzování trakčního pohonu vozidla se systémem IWD**  
**Design and Dimensioning of Traction Drive for IWD Vehicle**

### Zásady pro vypracování:

1. Proved'te analýzu koncepcí elektrických pohonů vozidel s přihlédnutím k možnosti pohonu všech kol s oddělenou trakcí.
2. Vytvořte postup dimenzování pohonu kola s ohledem na požadavky oddělené trakce.
3. Dimenzujte a navrhnete pohon kola pro aplikaci na demonstračním vozidle se systémem IWD s parametry dle požadavků vedoucího diplomové práce.
4. Parametry navržené řešení ověřte pomocí numerických simulací, případně v rozsahu určeném vedoucím práce na fyzikálním modelu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

ROBERT BOSCH GmbH.: Automotive Handbook. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2007. 7th edition. 1192 str. ISBN 978-0-8367-1540-0  
ERJAVEC, J.: Automotive Technology: A System Approach, 4th Edition, USA 2004, Thomson Learning, 1401 str. ISBN 1-4018-4831-1  
KIENKE, K., NIELSEN, L.: Automotive Control Systems. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 512 str. 2nd edition. ISBN 3-540-23139.  
RAJAMANI, R.: Vehicle Dynamics and Control. London: Springer New York Dordrecht Heidelberg, 2012. 492 str. e-ISBN 978-1-4614-1433-9

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.**

Datum zadání: 16.11.2012

Datum odevzdání: 15.05.2013

---

doc. Ing. Petr Palacký, Ph.D.  
vedoucí katedry

---

prof. Ing. Petr Noskivič, CSc.  
prorektor pro studium

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci *Návrh a dimenzování trakčního pohonu vozidla se systémem IWD* vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Petra Chlebiše, CSc. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Ostravě dne 15. května

---

vlastnoruční podpis autora

## **Abstrakt**

Tato práce se zabývá dimenzováním trakčních pohonů pro vozidlo s IWD. První část popisuje jednotlivé koncepce elektrických vozidel a umístění elektromotoru ve vozidle. Dále představuje vozidlo týmu NTN a motor firmy Protean Electric. Druhá část rozebírá celkovou hnací sílu vozidla a rovinný dynamický model vozidla. Rovinný dynamický model poslouží pro návrh elektronického diferenciálu, který bude realizovat oddělenou trakci. Třetí část práce popisuje dimenzování motoru a návrh elektronického diferenciálu pomocí map korekčních sil. Nakonec obsahuje výsledky simulací pro ověření funkce elektronického diferenciálu.

## **Klíčová slova**

Elektrické vozidlo, in-wheel motor, hnací síla, rovinný dynamický model, elektronický diferenciál.

## **Abstract**

This work deals with the dimensioning of traction drive for vehicles with IWD. The first part describes the concept of electric vehicles and location of the electric motor in the vehicle. In addition, showing vehicle build by NTN team and electric motor from company named Protean Electric. The second part analyzes the overall driving force of the vehicle and planer dynamic model of the vehicle. Planar dynamic model will be used to design electronic differential, which will implement a separate traction. The third part of the thesis describe the motor size and design of map of correction forces for using in electric differential. Finally contains the results of simulations to verify the function of the electronic differential.

## **Key words**

Electric vehicle, In-wheel Motor, Driving Force, Planar Dynamic Model, Electric Differential.

## Seznam značek a symbolů:

$G$	[N]	Tíha vozidla
$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení vozidla
$a_x$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení ve směru osy x
$a_y$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení ve směru osy y
$c_x$	[-]	koeficient vzdušného odporu
$f$	[-]	součinitel valivého odporu
$F_{K100}$	[N]	hnací síla pro konstantní rychlost 100 km/h
$F_{K30}$	[N]	hnací síla pro konstantní rychlost 30 km/h
$F_{K50}$	[N]	hnací síla pro konstantní rychlost 50 km/h
$F_{K70}$	[N]	hnací síla pro konstantní rychlost 70 km/h
$F_{Kor}$	[N]	korekční síla
$i_C$	[-]	celkový převodový poměr
$J_{Ki}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kola
$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodovky
$J_r$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti rozvodovky
$l_P$	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
$l_Z$	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$m$	[N]	hmotnost vozidla
$M_{ij}$	[Nm]	hnací moment příslušného kola
$M_{K100}$	[N]	hnací moment pro ustálenou rychlost 100 km/h
$M_{K30}$	[N]	hnací moment pro ustálenou rychlost 30 km/h
$M_{K50}$	[N]	hnací moment pro ustálenou rychlost 50 km/h
$M_{K70}$	[N]	hnací moment pro ustálenou rychlost 70 km/h
$M_r$	[Nm]	moment nutný k překonání odporu rotačních částí
$M_{rK}$	[Nm]	moment nutný na zrychlení vozidlových kol
$M_{rm}$	[Nm]	moment nutný na zrychlení rotujících částí motoru
$M_{rp}$	[Nm]	moment nutný na zrychlení rotujících částí převodovky
$O_f$	[N]	odpor valení
$O_v$	[N]	odpor vzduchu
$O_s$	[N]	odpor stoupání
$O_{Zp}$	[N]	odpor zrychlení posuvné části
$O_{ZR}$	[N]	odpor vzduchu
$O_{Zr}$	[N]	odpor zrychlení rotačních částí
$P_f$	[W]	ztrátový výkon odporu valení
$P_K$	[W]	Hnací výkon
$P_{K100}$	[W]	hnací výkon pro konstantní rychlost 100 km/h
$P_{K30}$	[W]	hnací výkon pro konstantní rychlost 30 km/h
$P_{K50}$	[W]	hnací výkon pro konstantní rychlost 50 km/h
$P_{K70}$	[W]	hnací výkon pro konstantní rychlost 70 km/h

$P_S$	[W]	ztrátový výkon odporu stoupání
$P_V$	[W]	ztrátový výkon vzduchu
$P_Z$	[W]	ztrátový výkon odporu
$r_d$	[m]	dynamický poloměr kola
$r_k$	[m]	valivý poloměr kola
$r_{PL}$	[m]	vzdálenost těžiště vozidla od středu předního levého kola
$r_{PP}$	[m]	vzdálenost těžiště vozidla od středu předního pravého kola
$r_{ZL}$	[m]	vzdálenost těžiště vozidla od středu zadního levého kola
$r_{ZP}$	[m]	vzdálenost těžiště vozidla od středu zadního pravého kola
$s_c$	[-]	celkový skluz kola
$S_{PL}$	[N]	boční vodící síla přední levé pneumatiky
$S_{PP}$	[N]	boční vodící síla přední pravé pneumatiky
$S_X$	[m <sup>2</sup> ]	čelní plocha vozidla
$s_X$	[-]	podélný skluz kola
$s_Y$	[-]	příčný skluz kola
$S_{ZL}$	[N]	boční vodící síla zadní levé pneumatiky
$S_{ZP}$	[N]	boční vodící síla zadní pravé pneumatiky
$t_P$	[m]	rozvor předních nápravy
$T_{PL}$	[N]	reakce vozovky působící v podélném směru vozidla na předním levém kole
$T_{PP}$	[N]	reakce vozovky působící v podélném směru vozidla na předním pravém kole
$t_Z$	[m]	rozvor zadní nápravy
$T_{ZP}$	[N]	reakce vozovky působící v podélném směru vozidla na zadním pravém kole
$T_{ZL}$	[N]	reakce vozovky působící v podélném směru vozidla na zadním levém kole
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost vozidla
$v_0$	[m.s <sup>-1</sup> ]	počáteční rychlost vozidla
$v_{PL}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost středu předního levého kola
$v_{PP}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost středu předního pravého kola
$\dot{v}_v$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení těžiště
$v_v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost těžiště
$v_{ZL}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost středu zadního levého kola
$v_{ZP}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rychlost středu zadního pravého kola
$x_0$	[m]	poloha vozidla vůči pevnému souřadnému systému ose x0
$y_0$	[m]	poloha vozidla vůči pevnému souřadnému systému v ose y0
$Z_{ij}$	[N]	radiální reakce příslušného kola
$Z_{PL}$	[N]	radiální reakce předního levého kola
$Z_{PP}$	[N]	radiální reakce předního pravého kola
$Z_{ZL}$	[N]	radiální reakce zadního levého kola
$Z_{ZP}$	[N]	radiální reakce zadního pravého kola
$\alpha_{PL}$	[rad]	směrová úchylka předního levého kola
$\alpha_{PP}$	[rad]	směrová úchylka předního pravého kola

$\alpha_v$	[rad]	úhel směrové úchylky těžiště
$\dot{\alpha}_v$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	rychlost směrové úchylky těžiště
$\alpha_{zL}$	[rad]	směrová úchylka zadního levého kola
$\alpha_{zP}$	[rad]	směrová úchylka zadního pravého kola
$\beta$	[rad]	střední úhel natočení kol
$\beta_{PL}$	[rad]	úhel natočení předního levého kola
$\beta_{PP}$	[rad]	úhel natočení předního pravého kola
$\dot{\varepsilon}$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	stáčivá rychlost vozidla
$\ddot{\varepsilon}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení stáčení vozidla
$\mu$	[-]	koefficient tření mezi vozovkou a kolem
$\mu_x$	[-]	koefficient tření mezi vozovkou a kolem ve směru osy x
$\mu_y$	[-]	koefficient tření mezi vozovkou a kolem ve směru osy y
$\ddot{\varphi}_m$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení motoru
$\ddot{\varphi}_{Ki}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení jednotlivých kol
$\ddot{\varphi}_p$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení spojovací hřídele
$\mathcal{G}_{PL}$	[rad]	úhel mezi přímkou protínající těžiště a střed předního levého kola s osou x
$\mathcal{G}_{PP}$	[rad]	úhel mezi přímkou protínající těžiště a střed předního pravého kola s osou y
$\mathcal{G}_{zL}$	[rad]	úhel mezi přímkou protínající těžiště a střed zadního pravého kola s osou x
$\mathcal{G}_{zP}$	[rad]	úhel mezi přímkou protínající těžiště a střed zadního levého kola s osou y
$\omega_{ij}$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost příslušného kola
$\dot{\omega}_{ij}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení příslušného kola



# Obsah

<b>Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>1. Rozbor stávajícího stavu .....</b>	<b>12</b>
1.1 Umístění elektromotoru v automobilu .....	13
1.2 Dvousedadlové elektrické vozidlo týmu NTN .....	14
1.2.1 Koncept vozidla .....	14
1.2.2 Režimy provozu .....	15
1.3 In-wheel motor firmy Protean Electric.....	17
<b>2 Dynamika vozidla(matematicky model vozidla) .....</b>	<b>19</b>
2.1 Hnací síla .....	19
2.1.1 Odpor valivý .....	19
2.1.2 Odpor vzduchu .....	20
2.1.3 Odpor stoupání .....	21
2.1.4 Odpor zrychlení.....	22
2.1.5 Celkový jízdní odpor, potřebná hnací síla .....	24
2.2 Dvoustopý model vozidla.....	25
2.2.1 pohybové rovnice vozidla .....	25
2.2.2 Model pneumatik .....	27
<b>3 Dimenzování motoru .....</b>	<b>35</b>
3.1 Koncepce vozidla.....	35
3.2 Celková hnací síla a výkon .....	36
3.2.1 Výpočet celkové hnací síly pro ustálenou rychlost: .....	37
3.2.1 Výsledky simulací pro získání průběhů zrychlení a ztrátových výkonů: .....	38
3.3 Návrh elektronického diferenciálu .....	47
3.3.1 Směrové úchyly přední a zadní nápravy .....	47
3.3.2 Získání korekčních sil .....	48
3.3.3 Hnací síla na kolech .....	49
3.3.4 Porovnání korigovaného a nekorigovaného vozidla .....	50
3.4 Návrh momentu a výkonu motoru.....	53
<b>Závěr .....</b>	<b>54</b>
<b>Bibliografie .....</b>	<b>56</b>

## Úvod

Vývoj spalovacích motorů, a to zejména v automobilech, je jeden z největších úspěchů moderních technologií. Automobily se zasloužily o růst moderní společnosti uspokojováním jejich potřeb pro mobilitu. Automobilový průmysl spolu s dalšími odvětvími utvářejí hlavní pilíř světové ekonomiky a zaměstnávají největší podíl ekonomicky aktivního obyvatelstva.

Nicméně, velké využívání automobilů po celém světě způsobilo a nadále způsobuje, vážné problémy pro životní prostředí. Znečištění ovzduší, globální oteplování a rapidní úbytek zásob ropy na zemi se stávají zásadními světovými otázkami. V posledních desetiletích se výzkumné a vývojové aktivity spojené s přepravou zaměřily na vývoj vysoce efektivních, čistých a bezpečných technologií. Elektrická vozidla, hybridní vozidla a vozidla na palivové články byly navrženy tak, aby nahradily konveční vozidla v blízké budoucnosti.

První elektrické vozidlo bylo postaveno Francouzem Gustavem Trouvém v roce 1881. Jednalo se o trojkolku poháněnou stejnosměrným motorem o výkonu 0,07 kW a napájenou z olovených baterií. Celé vozidlo vážilo přibližně 160 kg. Tento první elektromobil nezaznamenal velký úspěch u spotřebitelů, protože technologie nebyla dostatečně vyspělá, aby mohla konkurovat koňským kočárům. Rychlost 15 km/h a maximální dojezd 16 km nebyl ničím převratným pro potenciální zákazníky. Během následujících 20 let soutěžily elektromobily se svými benzínovými protějšky. (1)

První komerčně vyráběný elektromobil byl značky *Morris and Salom's*. Toto vozidlo bylo provozováno jako taxi ve městě New York pod firmou založenou jeho vynálezci. Tento elektromobil se ukázal více profitující než horské povozy, i přesto, že jeho pořizovací cena byla trojnásobná. Byl poháněn dvěma 1 kW motory a dosahoval maximální rychlosti 32 km/h a dojezdu 40 km. (1)

Nejvýznamnější technický pokrok této doby bylo vynalezení regeneračního brzdění M. A Darracqem. Tento objev umožnil rekuperaci kinematické energie při brzdění zpátky do baterií a tím zvednul maximální dojezd elektromobilu. Díky tomuto objevu se staly elektromobily ještě účinnějším v městském provozu. (1)

Elektromobily byly na ústupu od chvíle, kdy se konveční automobily staly silnějšími, flexibilnějšími a lépe ovladatelnými. Elektromobily byly oproti konvečním automobilům limitovány jak jejich maximálním dojezdem, tak maximálním výkonem. Poslední

komerčně významný elektromobil byl vyroben v roce 1905. Během následujících šedesáti let se běžně prodávali pouze golfové vozíky a dopravní vozidla. (1)

V roce 1945 byl v Bell Laboratories vyvinut tranzistor. Velmi rychle nahradili vakuové trubice pro signální elektroniku a brzo na to byl vyvinut tyristor, který umožňoval přepínat vysoký proud při vysokém napětí. Díky tomu bylo možné regulovat výkon elektromotoru bez velmi neúčinného reostatu a provozovat AC motor na různých frekvencích. V roce 1966 postavili General Motors postavili elektromobil "Electrovan", který ten byl poháněn asynchronním motorem a řízený měničem sestaveným z tyristorů. (1)

Nejvýznamnější elektromobilem této doby byl lunární vozidlo využívané astronauty na měsíci při misi Apollo. Samostatné vozidlo vážilo 209 kg a dokázalo nést náklad o hmotnosti 409 kg a dojezd mělo okolo 65 km. Konstrukce tohoto vozidla má velmi malý význam, protože absence vzduchu, nižší gravitace na Měsíci a nízké rychlosti usnadňují dosáhnout větších dojezdovou vzdálenost s limitovanou technologií. (1)

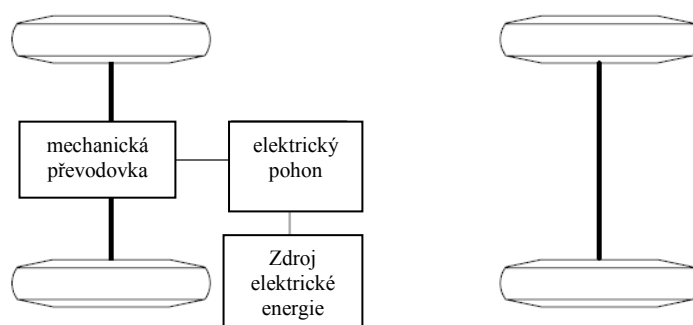
Během šedesátých a sedmdesátých let minulého století, obavy o životní prostředí zpustili výzkum okolo elektromobilů. Nicméně, i přes pokrok v technologiích baterií a výkonové elektronice, dojezd a výkon elektromobilu byl nadále nedostačující.

Moderní elektromobily se začali objevovat v osmdesátých a na začátku devadesátých let minulého století s vyrobením vozidel jako jsou EV1 od GM nebo 106 Electric od Peugeot Sociétés Anonyme(PSA). Tato vozidla představovaly skutečný úspěch, při porovnáním s dřívějšími elektromobily. Během devadesátých let minulého století bylo jasné, že elektromobily se nemůžou rovnat s konvečními automobily v maximální ujeté vzdálenosti a výkonu. Důvodem jsou baterie, uchovávající energii v kovu nebo elektrodách, které váží mnohem víc než benzín při stejném obsahu energie. (1)

V současnosti jsou stále největší slabinou elektromobilu baterie, protože jsou velmi neefektivní z hlediska uložení energie. Přesto máme komerčně úspěšné elektromobily jako je model S od společnosti Tesla Motors, který má maximální dojezd až 480 km při rychlosti 90 km/h.

## 1. Rozbor stávajícího stavu

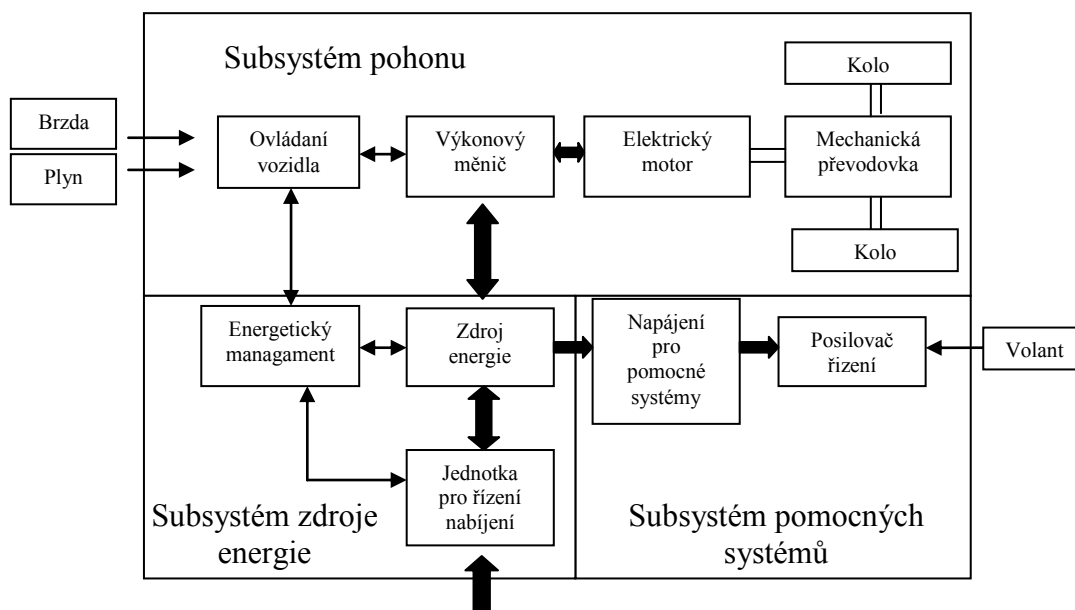
V minulosti se vozidla se spalovacím motorem přestavovala na elektrická tím způsobem, že se spalovací motor se nahradil elektromotorem a místo nádrže se umístily baterie, avšak při zachování všech ostatních komponentů vozidla, jak je ukázáno na obr. 1. Tato koncepce s sebou nese hned několik nevýhod, jako např. velká hmotnost, nižší flexibilita a pokles výkonu. Z tohoto důvodu byla koncepce zahozena a elektrická vozidla byla řádně postavena s vlastním karoserií a rámem. Díky tomu bylo možné splnit jedinečné požadavky na unikátní strukturu elektrických vozidel a zvýši tak jejich efektivnost. (1)



Obr. 1 Prvotní koncepce elektrického vozidla (1)

Koncepce moderního elektrického pohonu je znázorněna na obr. 2. Elektrický pohon obsahuje tři hlavní subsystémy: elektrický pohon, elektrický zdroj a pomocné systémy. Elektrický pohon se skládá z jednotky pro ovládání vozidla, výkonového měniče, elektrického motoru, mechanické převodovky a hnaných kol. Subsystém elektrického zdroje zahrnuje zdroj energie, jednotku pro energetický management a jednotku pro řízení nabíjení zdroje energie. Subsystém pomocných systémů se skládá z jednotky pro posilovač řízení, klimatizační jednotky a jednotky pro přívod energie. (1)

Na základě řídicích vstupů z akceleračního a brzdového pedálu, jednotka pro ovládání vozidla poskytne řídicí signály pro výkonový měnič, který reguluje energetický tok mezi elektrickým motorem a zdrojem energie. Energie může proudit směrem z elektromotoru do výkonového měniče díky regeneračnímu brzdění. Tato energii může být uložena v bateriích nebo v ultrakapacitorech. Jednotka energetického managementu spolupracuje s jednotkou ovládání vozidla na kontrole regeneračního brzdění. (1)



Obr. 2 Základní koncept moderního elektrického pohonu (1)

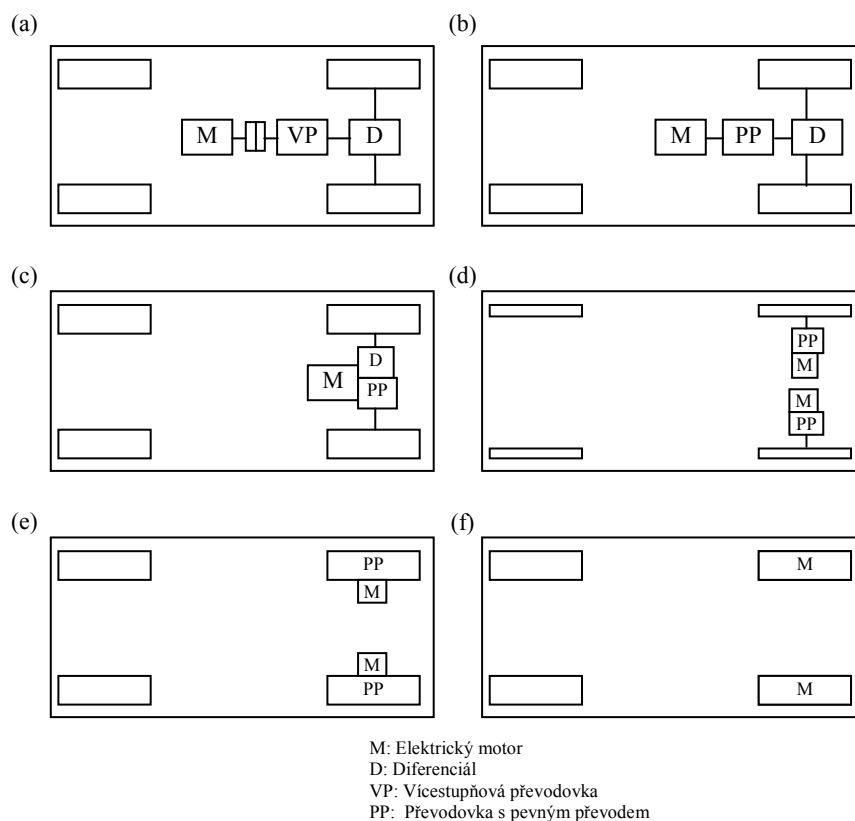
## 1.1 Umístění elektromotoru v automobilu

Existuje celá řada možností pro umístění elektromotorů ve vozidle. Různé koncepce jsou znázorněny na obr. 3. (1)

Základní koncepce, kde byl vyměněn spalovací motor za elektrický pohon je na obr. 3a. koncepce obsahuje elektrický motor, spojku, převodovku a diferenciál. Převodovka je vícestupňová. (1)

Další koncepcí, znázorněná na obr. 3B, je vozidlo s elektromotorem s konstantním výkonem ve velkém rozsahu otáček. Díky tomu můžeme vyřadit vícestupňovou převodovku a nahradit ji převodovkou s trvalým převodem, a tím ztratíme potřebu spojky. Touto konfigurací nejen že snížíme hmotnost a velikost mechanické převodovky, ale také zjednodušíme ovládání hnacího ustrojí, protože není nutné řadit rychlosti. (1)

Na obrázku 3c je motor, převodovka a diferenciál dále integrován do jedné sestavy, kde obě osy směřují na kola. Celé pohonné ustrojí je ještě jednodušší a kompaktnější. (1)



Obr. 3 Koncepce elektrického vozidla (1)

V následujícím obrázku nahradíme diferenciál dvěma trakčními motory. Každý z nich je ovládán nezávisle na sobě a je provozován při různých otáčkách při průjezdu zatáčkou.

Pro celkové zjednodušení hnacího ústrojí, může být motor umístěn u kola. Můžeme použít malou planetovou převodovku pro zvětšení momentu, který motor přenáší na kolo. Koncept je na obr. 3e.

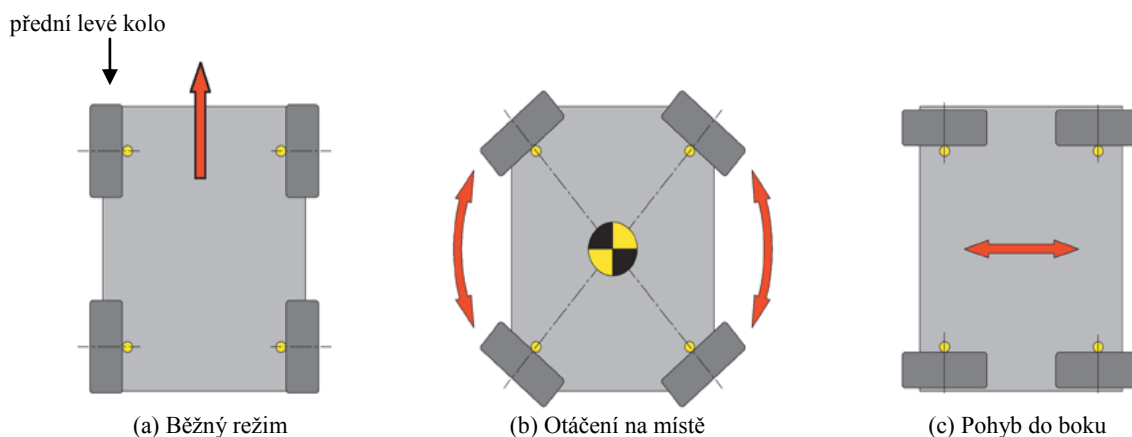
Když plně vypustíme mechanický převod mezi elektrickým motorem a hnaným kolem, může motor zabudovat přímo do hnaného kola (obr. 3f). Regulace otáček elektromotoru je ekvivalentní k rychlosti kola a tím i k rychlosti vozidla. Nicméně toto uspořádání vyžaduje pro rozjezd a akceleraci elektrický motor s vysokým točivým momentem. (1)

## 1.2. Dvousedadlové elektrické vozidlo týmu NTN

### 1.2.1 Koncept vozidla

Dvoumístné elektrické vozidlo týmu NTN má kompaktní tělo, které je schopno zatáčet na velmi malém poloměru v malých prostorách. Velkou výhodou jsou motory zabudované přímo v kolech, tzv. in-wheel motory. Motory jsou ovládané nezávisle na sobě

a všechny čtyři kola je možné natáčet tak, že lze provést rotaci na místě i jízdu do boku. Natočení kol pro tyto manévry je na obr. 4. Těchto pohybů nemůžeme dosáhnout v běžných AWD vozidlech vybavených diferenciály. Jsou dosažitelné pouze kombinací řídicího systému in-wheel motorů, který je charakterizován nezávislým řízením všech čtyř kol, a mechanismem umožňujícím natočení všech kol nezávisle na sobě a ve velkém uhlovém rozsahu. (2)



Obr. 4 Manévry elektrického vozidla NTN (2)

### 1.2.2 Režimy provozu

Na obrázku 5 je znázorněn systém řízení vozidla. Základem jsou 4 in-wheel motory naistalovány v kolech. Vozidlo je ovládáno centrální řídicí jednotkou, která zajišťuje ovládání in-wheel motorů a pohonů pro natáčení kol na základě tří provozních režimů (obr. 4). Na základě zvoleného jízdního režimu a ovládacích příkazů, jako je odezva z pedálů pro akceleraci a brzdění, dává řídicí jednotka požadavek na hnací sílu měniči. Ve stejném čase jednotka zpracovává požadavek na natočení kol, tento požadavek předá pohonům pro natáčení jednotlivých kol a tím je docílen požadovaný uhlé zatačení. Když je vozidlo v běžném režimu, ženou hnaná kola na obou stranách ženou vozidlo vpřed nebo vzad, tak jak to je u konvečních vozidel. Na druhou stranu, při režimu otáčení na místě a pohybu do boku, se hnaná kola pohybují ve směru nutným pro tyto režimy. Směry kol jsou uvedeny v tabulce 1. (2)

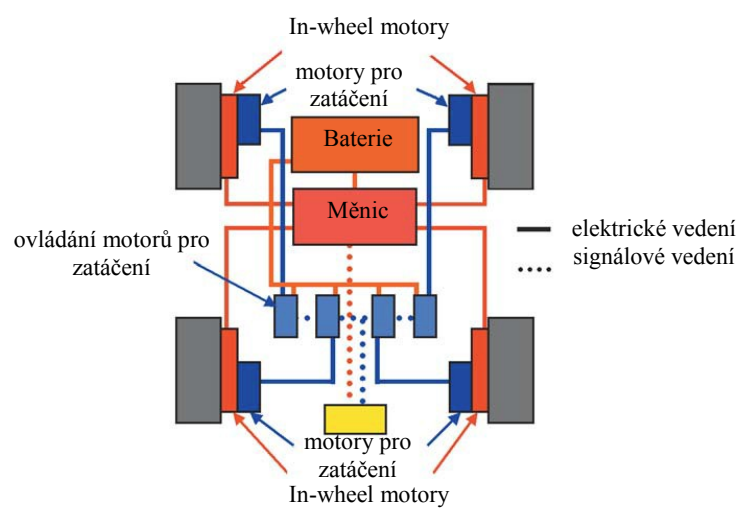
Tabulka 1 Směr rotace kol (2)

Použitý režim	Přední levé kolo	Přední pravé kolo	Zadní levé kolo	Zadní pravé kolo
Běžný režim (dopředu)	PRS	PS	PRS	PS
Otáčení na místě (vpravo)	PRS	PRS	PRS	PRS
Pohyb do boku (doprava)	PRS	PRS	PS	PS

PS : po směru hodinových ručiček vzhledem k vnějšku vozidla

PS : proti směru hodinových ručiček vzhledem k vnějšku vozidla

Poznámka: Rotace kol je obrácená pro couvání, otáčení na místě směrem vlevo a pohyb do bodu směrem vlevo

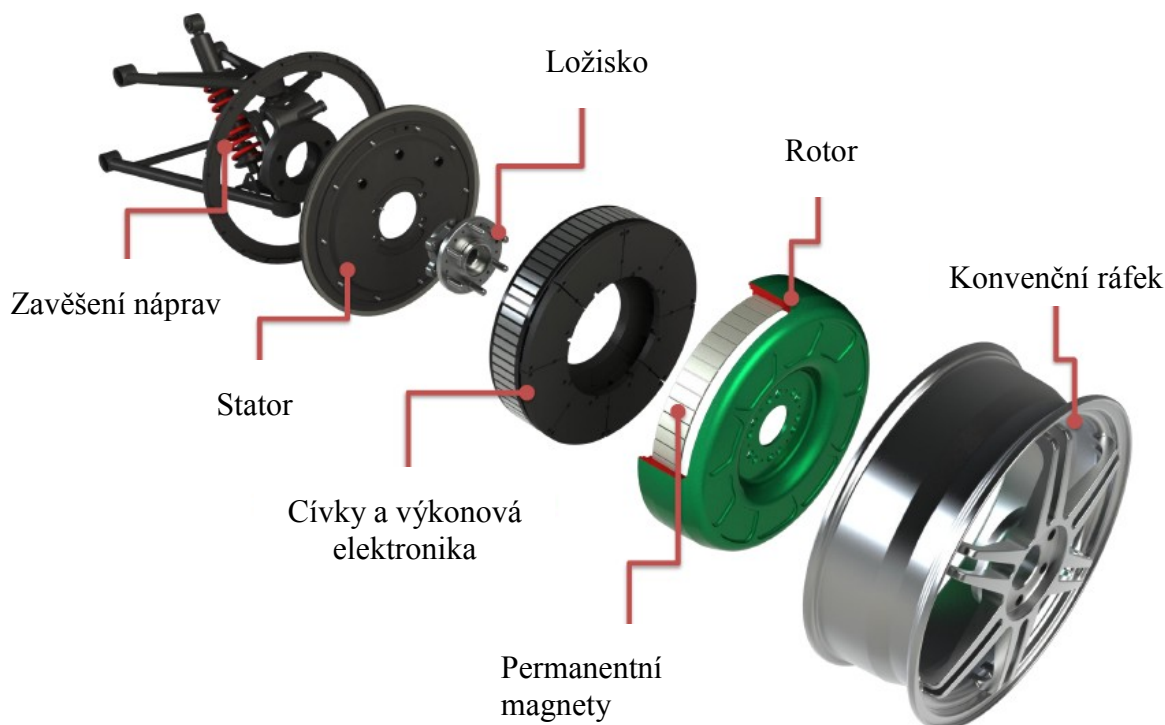


Obr. 5 Blokové schéma vozidla NTN (2)



### 1.3 In-wheel motor firmy Protean Electric

Historie ukazuje, že vyvinutí přijatelného in-wheel motoru je velmi náročný úkol, který je zaměřený na porozumění vysokého točivého momentu a na požadavky rychlosti v pozadí s nároky na výkon vozu, jako např. vysoká rychlost nebo setrvalá jízda do kopce, a dokonce agresivní řízení. Tyto všechny nároky jsou podmíněny přínosem vysokého a neustálého točivého momentu, jež je limitován prostorem vozu, drsným prostředím a požadavky bezpečnosti.

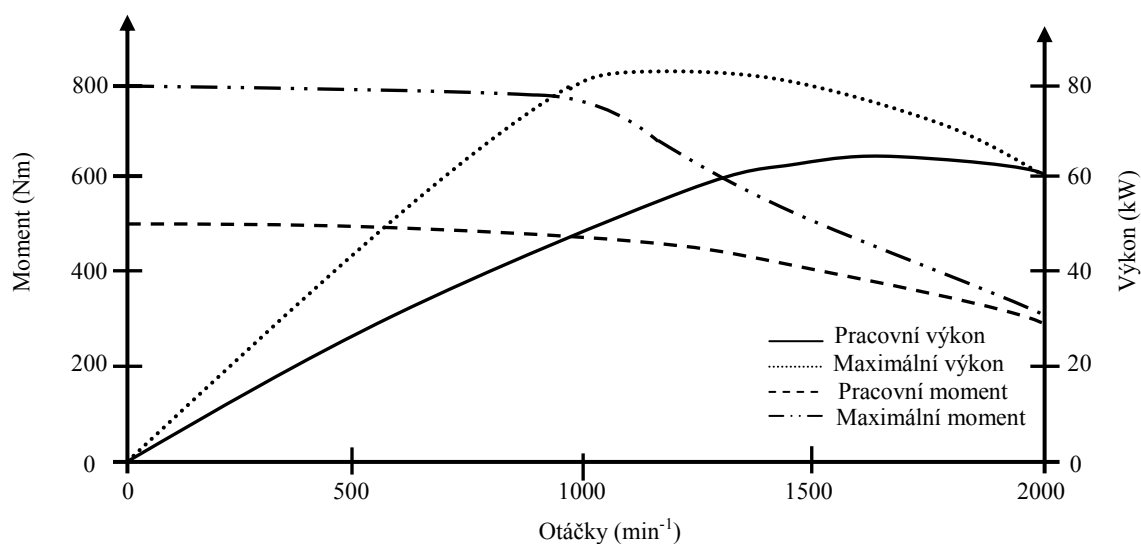


Obr. 6 Složení in-wheel motoru (3)

Firma Protean Electric je naprosto soustředěna na překonávání těchto těžkých problémů v domněnání, že spolu s novou technologií se zrodí produkt, který umožní automobilovým výrobkům plně využít výhody in-wheel motorů. In-wheel motor společnosti Protean Electric (obr. 6) je založena na přímém pohonu, bezkartáčový motor s permanentními magnety s vnějším rotorem. Vysoký točivý moment je přenesen přímo na kolo a klíčem k udržení tohoto vysokého pracovního točivého momentu je efektivní termální plánování motoru. Charakteristiky motoru jsou na obrázku 7. Výkonová a řídicí elektronika je integrovaná do architektury motoru, zatímco ložisko kola zajišťuje uchycení motoru.

Tento motor se perfektně hodí pro pohon všech kol s oddělenou trakcí. Každý motor je vybaven vlastní řídicí jednotkou, která zajistí nezávislé ovládání a regulaci momentu.

Motor disponuje velmi vysokým momentem důležitým pro rozjezd a akceleraci vozidla. Jeho největší nevýhodou je velikost. Motor se musí umístit do disku o minimální velikosti 19 palců, navíc se stále nachází ve fázi prototypu a jeho sériová výroba se plánuje na rok 2014-2015.



*Obr. 7 Charakteristiky in-wheel motoru (3)*

## 2 Dynamika vozidla(matematicky model vozidla)

Vyšetření dynamiky vozidla je pro nás důležitá hlavně při dimenzování motoru a následně bude použita pro simulace. V první řadě musíme určit jízdní odpory, které nám dají představu o tom, jak velkou hnací sílu musí motor vyvinout pro překonání těchto odporů.

### 2.1 Hnací síla

Hnací síla se skládá z:

- Odpor valení -  $O_f$
- Odpor vzduchu -  $O_v$
- Odpor Stoupání -  $O_s$
- Odporu zrychlení -  $O_z$

Všechny tyto odpory působí proti hnací síle, která vzniká jako reakce mezi vozovkou a koly vozidla.

#### 2.1.1 Odpor valivý

Důvodem vzniku valivého odporu je deformace vozovky a pneumatiky. Když je vozovka tuhá, dochází pouze k deformaci pneumatiky.

$$O_f = Z_K f = G f \cos \alpha \quad [2.1]$$

kde:  $f$  součinitel valivého odporu,  $Z_K$  zatížení kol, neboli síla působící kolmo na rovinu vozovky,  $G$  tíha vozidla,  $m$  hmotnost vozidla,  $\alpha$  úhel stoupaní.

Tabulka 2 Součinitel valivého odporu (4)

Povrch vozovky	Součinitel valivého odporu	Povrch vozovky	Součinitel valivého odporu
Asfalt	0,01 - 0,02	mokrá polní cesta	0,08 - 0,20
beton	0,015 - 0,025	suchá polní cesta	0,04 - 0,15
dlažba	0,02 - 0,03	travnatý terén	0,08 - 0,15
makadam	0,03-0,04	hluboký písek	0,15 - 0,30
čerstvý sníh	0,2 - 0,3	bahnitá půda	0,20 - 0,40
ocel	0,0077	kola na kolejnici	0,001 - 0,002

Velký vliv na deformaci pneumatiky má její huštění. Pokud je pneumatika málo nahuštěná, vnika větší deformace, a tím i větší síla, která musí pneumatiku odvalovat.

U malých vozidel můžeme součinitel valivého odporu považovat za nezávislý na rychlosti dokud vozidlo nepřekročí rychlosti 80 km/h. V tu chvíli se součinitel začíná nelineárně zvyšovat. (4)

Ztrátový výkon, který vzniká odporem valení vyjádříme vztahem:

$$P_f = O_f v = G f \cos(\alpha) v \quad [2.2]$$

### 2.1.2 Odpor vzduchu

Při jízdě vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karoserie a část se musí protlačit prostorem mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky (Obr.6). Proudnice se za vozidlem neuzavírají, ale vzniká víření. (4)



Obr. 8 Proudění vzduchu kolem vozidla

Tím vzniká vzdušný odpor  $O_V$ . Velikost této vzdušné síly je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie a třecích sil, které působí v tečném směru proudění vzduchu kolem karoserie. Další složka odporu vzduchu je dána nestejným tlakem nad a pod vozidlem (nad vozidlem velký podtlak, pod vozidlem mírný přetlak). V celkovém vzdušném odporu vozidla jsou zahrnuty také odpory, vznikající při průchodu chladicím a větracím systémem a odpory vznikající vířením a třením vzduchu u otáčejících se kol.

Celková vzdušný odpor určíme ze vztahu:

$$O_V = \frac{1}{2} \rho c_x S_x (v + v_0)^2 \quad [2.3]$$

kde:  $v$  je rychlost vozidla,  $v_0$  rychlost protivětru,  $\rho$  je hustota vzduchu ( $1,25 \text{ kg/m}^3$ ),  $S_x$  čelní plocha vozidla a  $c_x$  je koeficient vzdušného odporu. Jak je patrné z výše uvedeného vzorce, síla odporu vzduchu roste z druhou mocninou a ztrátový výkon je tím pádem úměrný třetí mocnině rychlosti. Tabulka 3 obsahuje hodnoty pro součinitel odporu vzduchu  $c_x$  a čelní plochu  $S_x$ . (4)

Tabulka 3 Součinitel odporu vzduchu a čelní plocha (4)

Typ vozidla	$c_x (-)$	$S_x (m^2)$
osobní automobil	0,3 - 0,4	1,6 - 2,0
sportovní vozy	0,3 - 0,35	1,3 - 1,6
zavodní vozy - nekrytá kola	0,4 - 0,6	0,7 - 1,3
zavodní vozy - krytá kola	0,25 - 0,35	0,8 - 1,5
nákladní vozy	0,6 - 1,2	4 - 9
autobusy	0,5 - 0,7	5 - 7

Ztrátový výkon vznikající odporem vzduchu je vyjádřen:

$$P_V = O_V v = \frac{1}{2} \rho c_x S_x (v + v_0)^3 \quad [2.4]$$

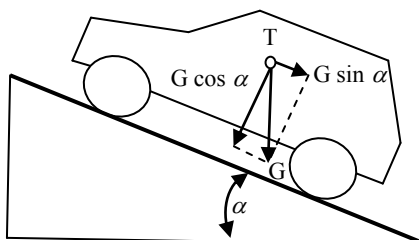
### 2.1.3 Odpor stoupání

Odpor stoupání je podle rovnice 2.5 určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky, obr. 7.

$$O_S = \pm G \sin \alpha \quad [2.5]$$

kde:  $G$  je celková tíha a  $\alpha$  je úhel, který je svírána rovina vozovky s vodorovnou rovinou, neboli úhel stoupání. Znaménko plus v rovnici platí pro jízdu do svahu, znaménko mínus pro jízdu ze svahu, v tu chvíli se složka tíhy není odporem, ale místo toho začne vozidlo pohánět. Odpor stoupání působí v těžišti vozidla. Ztrátový výkon vznikající odporem stoupání je dán vztahem:

$$P_S = O_S v = \pm G \sin(\alpha) v. \quad (4) \quad [2.6]$$



Obr. 9 Určení odporu stoupání (4)

### 2.1.4 Odpor zrychlení

Při zrychlování vozidla působí proti směru jízdy setrvačná síla, tuto sílu nazýváme odpor zrychlení. Odpor zrychlení je dán vzorcem 2.7.

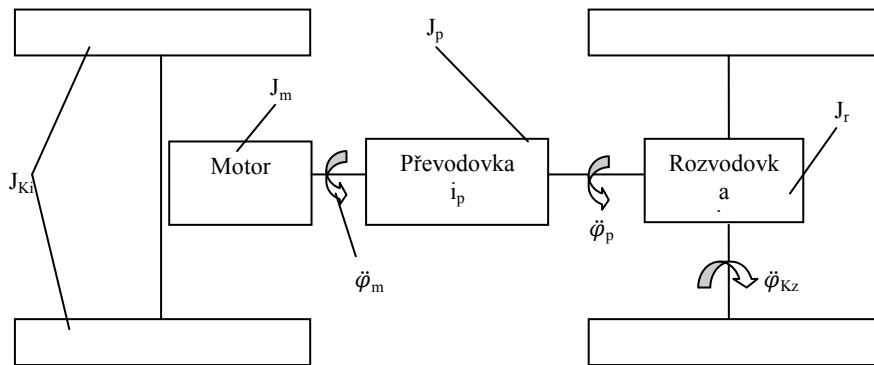
$$O_Z = \left( m + \frac{J_{Ki}}{r_{di}r_{Ki}} \right) a = O_{Zp} + O_{Zr} \quad [2.7]$$

Tento odpor se skládá z odporu posuvné části

$$O_{Zp} = ma \quad [2.8]$$

a z odporu zrychlení rotačních částí

$$O_{Zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di}r_{Ki}} a \quad [2.9]$$



Obr. 10 Rotační části automobilu (4)

kde  $r_k$  je tzv. valivý poloměr kola. Valivý poloměr kola je fiktivní veličina, která udává poloměr volně se valícího kola, které má stejnou úhlovou rychlost i stejnou dopřennou rychlost jako skutečné kolo. Poloměr dynamický  $r_d$  je skutečný poloměr kola, tj. kolmá vzdálenost středu kola od opěrné plochy, která má kolo při jízdě vozidla a případně při přenosu obvodových sil. Valivý poloměr je roven dynamickému poloměru nepřenáší-li kolo žádnou obvodovou sílu. Při přenosu hnacího momentu se poloměr valení zmenší oproti dynamickému. Naopak při přenosu brzdného momentu se poloměr valivý naopak zvětší. Při prokluzu hnacího kola na místě je valivý poloměr roven nule a při prudkém brzdění, kdy dojde v zablokování kol je valivý poloměr roven nekonečnu. (4)

Pro překonání odporu rotačních částí je nutné přivést na hnaná kola vozidla moment

$$M_r = O_{Zr}r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK} \quad [2.10]$$

kde:  $M_{rm}$  je moment na hnacích kolech vozidla potřebný na zrychlení rotujících částí motoru,  $M_{rp}$  je moment nutný ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí a  $M_{rK}$  je moment potřebný pro zrychlení vozidlových kol. (4)

Moment pro zrychlení rotujících částí motoru

$$M_{rm} = J_m \ddot{\varphi}_m i_c \eta \quad [2.11]$$

kde:  $J_m$  je hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru,  $\ddot{\varphi}_m$  je úhlové zrychlení rotujících částí motoru,  $i_c$  je celková převodový poměr a  $\eta$  mechanická účinnost. Moment  $M_{rp}$  určíme ze vztahu 2.12(obr. 8). (4)

$$M_{rp} = J_p \varphi_p i_r \eta \quad [2.12]$$

a moment pro zrychlení kol vozidla

$$M_{rK} = \sum_i J_{Ki} \ddot{\varphi}_{Ki} \quad [2.13]$$

Mezi úhlovým zrychlením hnacích kol  $\ddot{\varphi}_K$  a úhlovým zrychlením motoru  $\ddot{\varphi}_m$  platí:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_c} \quad [2.14]$$

a mezi úhlovým zrychlením kol vozidla a úhlovým zrychlením spojovacího hřídele

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_p}{i_r} \quad [2.15]$$

úhlové zrychlení kol vozidla můžeme vyjádřit v závislosti na podélném zrychlení:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad [2.16]$$

Dosadíme-li rovnice (2.11) až (2.16) do rovnice (2.10) dostaneme:

$$M_r = [(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{Ki}] \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad [2.17]$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí je dán součtem  $O_{Zp}$  a  $O_{Zr}$  tedy:

$$O_Z = m \ddot{x} + \frac{1}{r_d} [(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{Ki}] \frac{a}{r_K} \quad [2.18]$$

Položíme-li  $r_k \approx r_d$ , potom můžeme rovnici upravit na:

$$O_Z = \left[ 1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{Ki}}{m r_d^2} \right] m a = \vartheta m a \quad [2.19]$$

kde: výraz v hranaté závorce jsme označili součinitelem  $\vartheta$ , což je tzv. součinitel vlivu rotačních částí. Tento součinitel volíme podle tabulky 4, kde jsou hodnoty pro nejnižší rychlostní stupeň a nejvyšší rychlostní stupeň pro zbytek rychlostních stupňů součinitele odhadneme. Ztrátový výkon vznikající odporem zrychlení spočteme vztahem:

$$P_Z = O_Z v = \vartheta m a v. \quad (4) \quad [2.20]$$

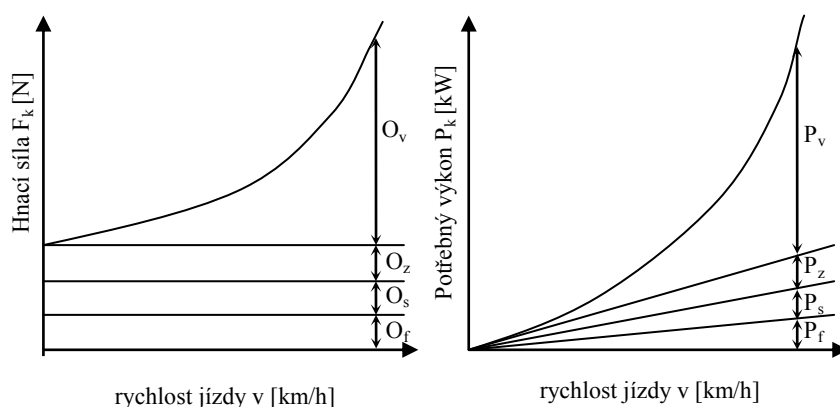
Tabulka 4 Hodnoty součinitele vlivu rotačních částí

Druh vozidla	Nejvyšší rychlostní stupeň	Nejnižší rychlostní stupeň
osobní automobil	1,04 - 1,08	1,2 - 1,5
nákladní automobil	1,04 - 1,08	1,4 - 3
terénní automobil	1,04 - 1,08	2,5 - 6

### 2.1.5 Celkový jízdní odpor, potřebná hnací síla

Celkový jízdní odpor určíme sečtením všech odporů vozidla, na obrázku je viditelné grafické zastoupení jízdních odporů (obr. 11). Potom pro celkovou hnací sílu platí:

$$F_K = O_f + O_z + O_v + O_s \quad [2.21]$$



Obr. 11 Potřebná hnací síla a výkon pro překonání jízdních odporů (4)

Dosazením jednotlivých jízdních odporů (2.1), (2.3), (2.5), (2.19) do předchozí rovnice dostaneme:

$$F_K = G f \sin \alpha + \frac{1}{2} \rho c_x S_x (v + v_0)^2 \pm G \sin \alpha + \vartheta m \ddot{x} \quad [2.22]$$

Při jízdě po rovině  $\alpha = 0$  bez zrychlení ( $a = 0$ ) působí na vozidlo valivý a vzdušný odpor  $O_f + O_v$ . Pro určení vzdušného odporu se většinou předpokládá bezvětří. (4)

Výkon, který musí být přiváděn na kola vozidla k překonání jízdních odporů, nazýváme hnací výkon vozidla je:

$$P_K = F_K v = \frac{M_K}{r_d} v. \quad [2.23]$$

Dosadíme-li za jednotlivé jízdní odpory dostaneme



$$P_K = Gf \cos(\alpha) v + \frac{1}{2} \rho c_x S_x (v + v_0)^2 v \pm G \sin(\alpha) v + \vartheta m \ddot{x} v. \quad [2.24]$$

Při bezvětří ( $v_0 = 0$ ) je celkový hnací výkon na kolech

$$P_K = Gf \cos(\alpha) v + \frac{1}{2} \rho c_x S_x v^3 \pm G \sin(\alpha) v + \vartheta m \ddot{x} v. \quad (4) \quad [2.25]$$

## 2.2 Dvoustupý model vozidla

Další důležitým ukazatelem pro dimenzování motoru bude jízda vozidla při zatáčení. V předchozí kapitole jsem si definovali hnací sílu a výkon pro jízdu vozidla vpřed. Tato kapitola se bude zabývat zjištěním hnací síly při zatčení vozidla a bude sloužit pro návrh tzv. elektronického diferenciálu. To bude možné pomocí dynamického rovinného modelu vozidla a jeho následného simulování v programu MATLAB Simulink.

### 2.2.1 Pohybové rovnice vozidla

V první řadě je nutné definovat omezující podmínky modelu:

- vozidlo se pohybuje ve vodorovné rovině,
- pérování vozidla považujeme za tuhé, tím pádem se neuvažuje podélný a příčný náklon karoserie,
- Karoserie a pneumatiky považujeme za tuhé,
- Natočení kol neovlivňuje polohu těžiště.

Dále zavedeme souřadnicový systém, osy  $x$ ,  $y$ ,  $z$  jsou osy souřadnicového systému vozidla se středem v těžišti a tento souřadnicový systém je umístěn v pevném souřadnicovém systému  $x_0$  a  $y_0$ .

Nyní přistoupíme k sestavení tří pohybových rovnic podle obrázku 12. Rovnováha sil ve směru osy  $x$  (podélný pohyb):

$$-m\dot{v}_v \cos \alpha_v + m v_v (\dot{\alpha}_v + \dot{\varepsilon}) \sin \alpha_v - S_{PL} \sin \beta_{PL} - S_{PP} \sin \beta_{PP} + T_{PL} \cos \beta_{PL} + T_{PP} \cos \beta_{PP} - O_v + T_{ZP} + T_{ZL} = 0 \quad [2.26]$$

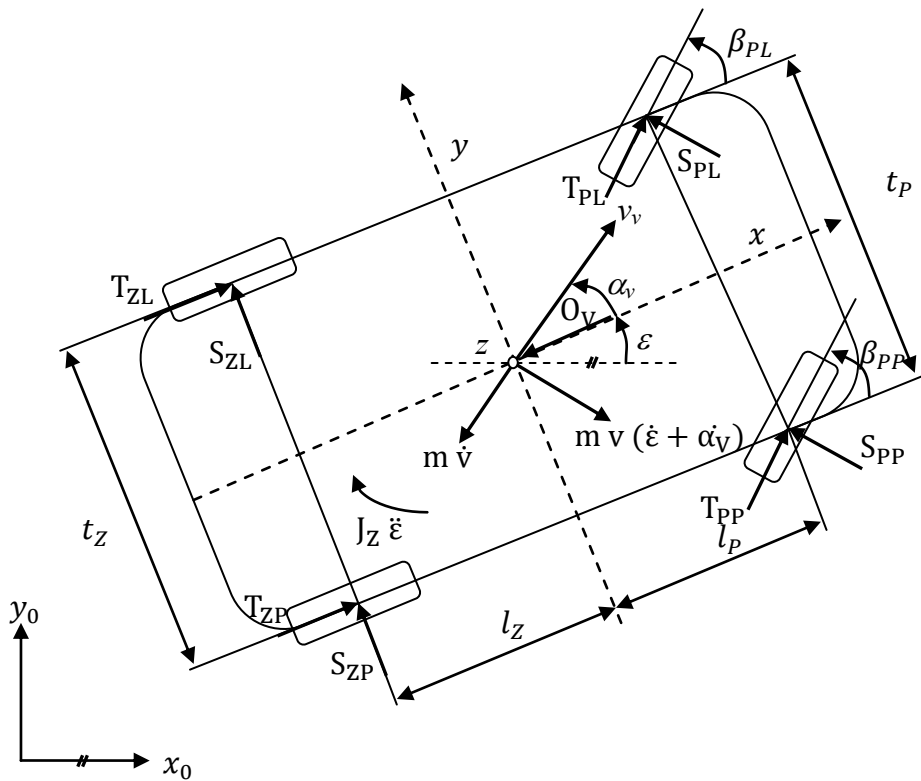
Rovnováha sil ve směru osy  $y$  (boční pohyb):

$$-m\dot{v}_v \sin \alpha_v - m v_v (\dot{\alpha}_v + \dot{\varepsilon}) \cos \alpha_v + S_{ZL} + S_{ZP} + T_{PL} \sin \beta_{PL} + T_{PP} \sin \beta_{PP} + S_{PL} \cos \beta_{PL} - S_{PP} \cos \beta_{PP} = 0 \quad [2.27]$$

Rovnováha momentů k ose  $z$ :

$$\begin{aligned}
 & J_Z \ddot{\epsilon} + (S_{PL} \cos \beta_{PL} + S_{PP} \cos \beta_{PP}) l_P + (S_{PL} \sin \beta_{PL} - S_{PP} \sin \beta_{PP}) \frac{t_P}{2} + \\
 & (T_{PL} \sin \beta_{PL} + T_{PP} \sin \beta_{PP}) l_P - (T_{PL} \cos \beta_{PL} + T_{PP} \cos \beta_{PP}) \frac{t_P}{2} - S_{ZL} l_Z - S_{ZP} l_Z - \\
 & T_{ZL} \frac{t_Z}{2} + T_{ZP} \frac{t_Z}{2} = 0
 \end{aligned} \quad [2.28]$$

kde:  $m$  hmotnost vozidla,  $v_v$  rychlost těžiště,  $\dot{v}_v$  zrychlení těžiště,  $\alpha_v$  úhel směrové úchylky těžiště,  $\dot{\alpha}_v$  rychlost směrové úchylky těžiště,  $\epsilon$  stáčivá rychlost vozidla,  $\ddot{\epsilon}$  úhlové zrychlení stáčení vozidla,  $O_v$  odpor vzduchu,  $S_{ij}$  boční vodící síly pneumatik,  $T_{ij}$  reakce vozovky působící v podélném směru vozidla,  $J_Z$  moment setrvačnosti vozidla k ose  $z$ ,  $l_P$  vzdálenost těžiště od přední nápravy,  $l_Z$  vzdálenost těžiště od zadní nápravy,  $t_P$  rozvor přední nápravy,  $t_Z$  rozvor zadní nápravy. (4)



Obr. 12 Rovinný dynamický model vozidla (4)

Poloho vozidla vůči pevnému souřadnicovému systému  $x_0$  a  $y_0$  určíme dle rovnic 2.29 a 2.30. (4)

$$\begin{aligned}x_0 &= \int v_v \cos(\alpha + \varepsilon) dt \\y_0 &= \int v_v \sin(\alpha + \varepsilon) dt\end{aligned}\quad [2.29]$$

## 2.2.2 Model pneumatik

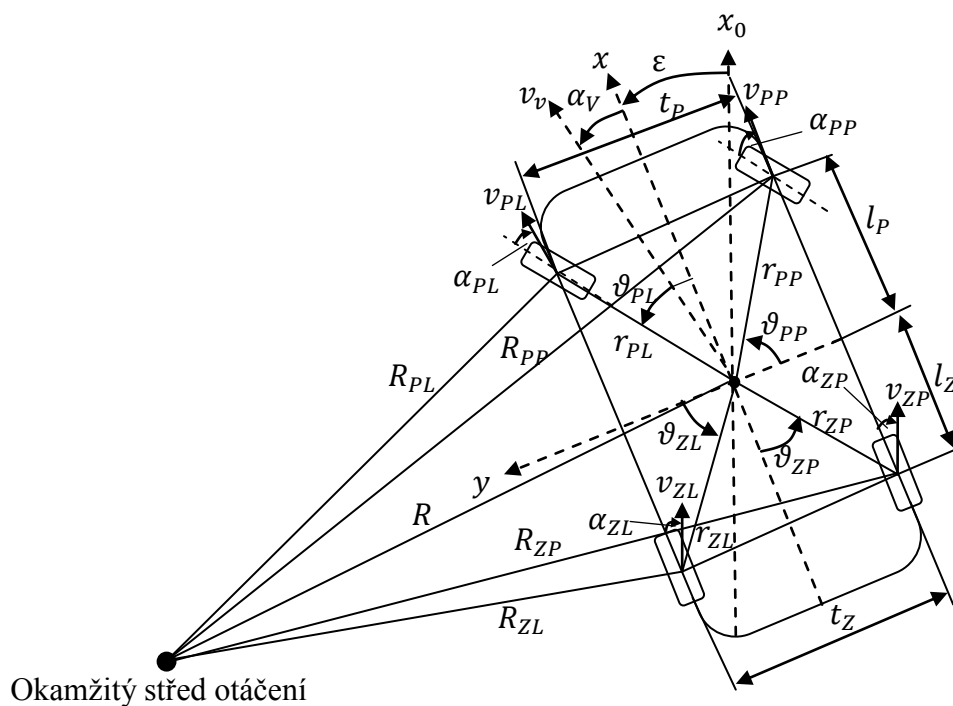
Model pneumatik je velmi důležitou součástí rovinného dynamického modelu vozidla, bez modelu pneumatiky by nebylo možné správně vypočítat boční vodící síly pneumatik a reakci působící na vozovku v podélném směru. Modely jsou sestaveny podle empirických vztahů odvozeným pomocí pokusů a měření. V mé práci použiji model Burckhardt.

### *Rychlosti středu kol*

Rychlost středu kol je možné vypočítat přemístěním rychlosti vozidla v těžišti  $v_v$  do jednotlivých středů kol. Pro tento výpočet musíme znát velikost ( $v_v$ ) a směr ( $\alpha_v$ ) rychlosti vozidla v těžišti, stáčivou rychlost ( $\dot{\varepsilon}$ ), vzdálenosti jednotlivých kol od těžiště ( $r_{ij}$ ) a úhly svírající mezi osou vozidla a přímkami  $r_{ij}$  ( $\vartheta_{ij}$ ). Velikost a směr rychlosti vozidla v těžišti a stáčivou rychlost vozidla získáme z rovinného dynamického modelu. Vzdálenosti jednotlivých kol od těžiště a úhly musíme dopočítat podle vztahu sestavených na základě obrázku 13. (5)

Rovnice pro výpočet vzdáleností  $r_{ij}$ :

$$\begin{aligned}r_{PL} &= \sqrt{l_P^2 + \left(\frac{t_P}{2}\right)^2} \\r_{PL} &= \sqrt{l_P^2 + \left(\frac{t_P}{2}\right)^2} \\r_{PL} &= \sqrt{l_Z^2 + \left(\frac{t_Z}{2}\right)^2} \\r_{PL} &= \sqrt{l_Z^2 + \left(\frac{t_Z}{2}\right)^2}\end{aligned}\quad [2.30]$$



Obr. 13 Rozložení rychlostí středu kol (5)

Rovnice pro výpočet úhlů  $\vartheta_{ij}$ :

$$\vartheta_{PL} = \arctan \frac{t_P}{l_P}$$

$$\vartheta_{PP} = \arctan \frac{l_P}{\frac{t_P}{2}}$$

$$\vartheta_{ZL} = \arctan \frac{l_Z}{\frac{t_Z}{2}}$$

$$\vartheta_{ZP} = \arctan \frac{\frac{t_R}{2}}{l_R}$$

[2.31]

kde:  $l_P$  vzdálenost těžiště od přední nápravy,  $l_Z$  vzdálenost těžiště od zadní nápravy,  $t_P$  rozvor předních kol a  $t_Z$  rozvor zadních kol. (5)

Rychlosti středu kola se skládá ze dvou složek: složky rychlosti vozidla v těžišti  $v_v$  a složka vzhledem k pohybu kolem vertikální osy  $\epsilon$ . Rozložené do podélného a příčného směru vozidla dává následující rovnice,

$$\vec{v}_{PL} = (v_v \cos \alpha_v - \epsilon r_{PL} \sin \vartheta_{PL}) \vec{e}_X + (v_v \sin \alpha_v + \epsilon r_{PL} \cos \vartheta_{PL}) \vec{e}_Y$$

$$\begin{aligned}
\vec{v}_{PP} &= (v_v \cos \alpha_v + \dot{r}_{PP} \cos \vartheta_{PP}) \vec{e}_X + (v_v \sin \alpha_v + \dot{r}_{PP} \sin \vartheta_{PP}) \vec{e}_Y \\
\vec{v}_{ZL} &= (v_v \cos \alpha_v - \dot{r}_{ZL} \cos \vartheta_{ZL}) \vec{e}_X + (v_v \sin \alpha_v - \dot{r}_{ZL} \sin \vartheta_{ZL}) \vec{e}_Y \\
\vec{v}_{ZP} &= (v_v \cos \alpha_v + \dot{r}_{ZP} \sin \vartheta_{ZP}) \vec{e}_X + (v_v \sin \alpha_v - \dot{r}_{ZP} \cos \vartheta_{ZP}) \vec{e}_Y
\end{aligned} \tag{2.32}$$

kde  $\vec{e}_X$  a  $\vec{e}_Y$  označujeme směr x, respektive y v souřadnicovém systému automobilu a absolutní hodnotu rychlosti středu kola získáme pomocí Pythagorovy věty ze složek  $\vec{e}_X$  a  $\vec{e}_Y$ . (5)

### Směrové úchyly kol

Valící se pneumatika, která je zatížena boční silou se tedy nepohybuje ve směru podélné osy kola. Úhel mezi vektorem rychlosti pohybu kola  $v_{ij}$  a podélnou osou kola se nazývá úhel směrové úchyly  $\alpha_{ij}$ . Základem pro výpočet směrových pro směrové úchyly jsou rovnice 2.32. (4) (5)

$$\begin{aligned}
\alpha_{PL} &= \beta_{PL} - \arctan \left( \frac{v_v \sin \alpha_v + \dot{r}_{PL} \cos \vartheta_{PL}}{v_v \cos \alpha_v - \dot{r}_{PL} \sin \vartheta_{PL}} \right) \\
\alpha_{PP} &= \beta_{PP} - \arctan \left( \frac{v_v \sin \alpha_v + \dot{r}_{PP} \sin \vartheta_{PP}}{v_v \cos \alpha_v + \dot{r}_{PP} \cos \vartheta_{PP}} \right) \\
\alpha_{ZL} &= -\arctan \left( \frac{v_v \sin \alpha_v - \dot{r}_{ZL} \sin \vartheta_{ZL}}{v_v \cos \alpha_v - \dot{r}_{ZL} \cos \vartheta_{ZL}} \right) \\
\alpha_{ZP} &= -\arctan \left( \frac{v_v \sin \alpha_v + \dot{r}_{PL} \cos \vartheta_{PL}}{v_v \cos \alpha_v - \dot{r}_{PL} \sin \vartheta_{PL}} \right)
\end{aligned} \tag{2.33}$$

### Skluz kola

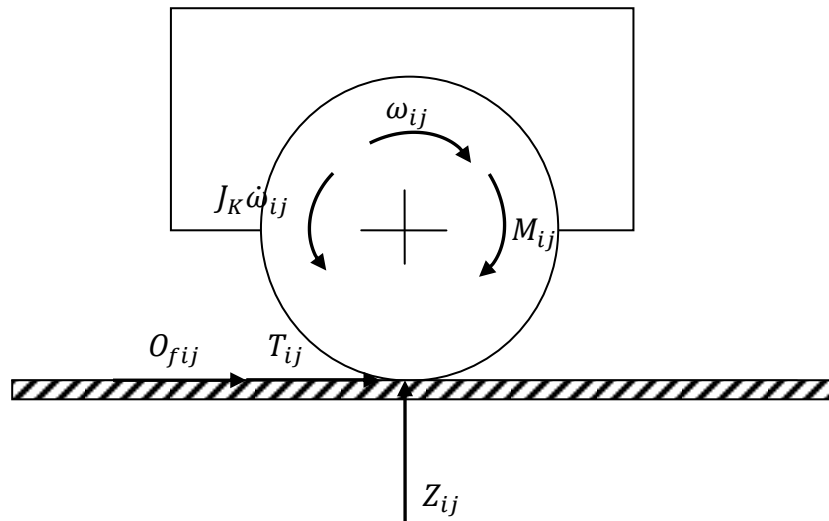
Při rovinném pohybu automobilu vzniká podélný a příčný skluz kol. Pro výpočet podélného skluzu musíme znát obvodovou rychlost kola a rychlost střed kola. Rychlost středu kola vypočítáme podle rovnic 3.32. Odvodovou rychlost vypočítáme pomocí známé uhlové rychlosti kola  $\omega_{ij}$  a poloměru kola  $r_k$ . Úhlovou rychlost získáme ze subsystému otáčejícího se kola. Z obrázku 14 sestavíme pohybovou rovnici:

$$J_K \dot{\omega}_{ij} = M_{ij} - O_{fij} r_K - T_{ij} r_K, \tag{2.34}$$

rovnici upravíme a integrujeme:

$$\omega_{ij} = \frac{1}{J_K} \int M_{ij} - O_{fij} r_K - T_{ij} r_K dt \tag{2.35}$$

kde:  $\omega_{ij}$  úhlová rychlost kola,  $J_K$  moment setrvačnosti kola,  $M_{ij}$  hnací moment příslušného kola,  $O_{fij}$  valivý odpor kola,  $r_K$  poloměr kola,  $T_{ij}$  reakční síla vozovky. (4), (5)



Obr. 14 Subsystém otáčejícího se kola

Podélný skluz pro akceleraci vypočítáme následovně:

$$s_X = \frac{\omega_{ij} r_k - v_{ij}}{\omega_{ij} r_k}. \quad [2.36]$$

Příčný skluz pneumatik při akceleraci získáme ze směrových úchylek kol:

$$s_Y = \tan \alpha_{ij}. \quad [2.37]$$

Výsledný celková skluz pneumatik potom vypočítáme jako geometrickou sumu podélného a příčného skluzu:

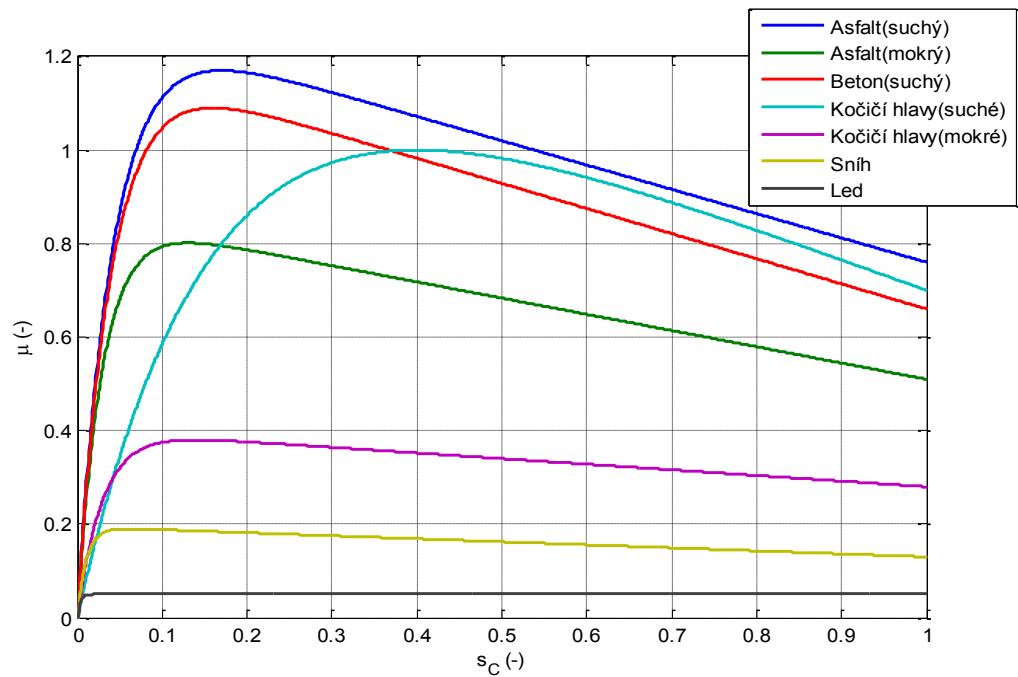
$$s_C = \sqrt{s_X^2 + s_Y^2}. \quad (4) \quad (5) \quad [2.38]$$

### Koeficient tření

Koeficient tření mezi vozovkou a kolem může vypočítat pomocí empirického vztahu modelu Burckhardt takto:

$$\mu = c_1(1 - e^{-c_2 s_C}) - c_3 s_C \quad [2.39]$$

kde parametry  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  jsou uvedeny v tabulce 5 pro různé typy povrchů a průběh koeficientu tření v závislosti na celkovém skluzu je na obrázku 15. (5)



Obr. 15 Průběh koeficientu tření v závislosti na celkovém skluzu kolo (5)

Celkový skluz  $s_c$  je ve stejném směru jako třecí koeficient  $\mu$ , proto musíme třecí koeficient přepočítat do podélného a příčného směru podle následujících rovnic:

$$\mu_X = \mu \frac{s_X}{s_c}$$

$$\mu_Y = \mu \frac{s_Y}{s_c} \quad [2.40]$$

Vzhledem k tomu, že maximální třecí koeficient v podélném směru je větší než maximální třecí koeficient v příčném směru, musíme podle Kammovy adhezní kružnice rovnici pro příčný třecí koeficient upravit:

$$\mu_Y = k_Y \mu \frac{s_Y}{s_c} \quad [2.41]$$

kde  $k_Y$  je redukční koeficient, který je v intervalu 0.9 až 0.95 pro běžné úzkoprofilové pneumatiky (5).

### Reakční síly a boční vodící síly

Reakční síla  $T_{ij}$  a boční vodící síla  $S_{ij}$  vypočítáme jako násobek síly  $Z_{ij}$  a koeficientu tření v příslušném směru. (5)

$$T_{ij} = \mu_X Z_{ij}$$

$$S_{ij} = \mu_Y Z_{ij} \quad [2.42]$$

## Radiální reakce náprav

Radiální reakce náprav se skládají ze dvou složek a to statických, kterou jsou dány polohou těžiště a dynamických, které závisí na setrvačných silách vznikající v těžišti.

Při výpočtech se musíme nacházet v souřadnicovém systému těžiště, tedy v osách  $x, y$ . Pro tento případ vypočítáme zrychlení ve směru osy  $x$  a  $y$  následovně:

$$\begin{aligned}a_x &= \dot{v}_v \cos \alpha_v + v(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}_v) \sin \alpha_v \\a_y &= v(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}_v) \cos \alpha_v - \dot{v}_v \sin \alpha_v\end{aligned}\quad [2.43]$$

Nejprve vypočteme rozdělení radiálních reakcí mezi přední a zadní nápravu:

$$\begin{aligned}Z_P &= \frac{1}{2}mg \frac{l_Z}{l_P + l_Z} - \frac{1}{2}m \frac{h_t a_x}{l_P + l_Z} \\Z_Z &= \frac{1}{2}mg \frac{l_P}{l_P + l_Z} + \frac{1}{2}m \frac{h_t a_x}{l_P + l_Z}\end{aligned}\quad [2.44]$$

kde:  $Z_P$  radiální reakce přední nápravy,  $Z_Z$  radiální reakce zadní nápravy,  $m$  hmotnost vozidla,  $l_P$  vzdálenost těžiště od přední nápravy,  $l_Z$  vzdálenost těžiště od zadní nápravy,  $g$  tíhové zrychlení,  $h_t$  výška těžiště.

Síly se rozdělí rovnoměrně v poměru 50/50 pouze, když působí zrychlení  $a_x$ . Při působení zrychlení  $a_y$  je výpočet pro přední nápravu následující:

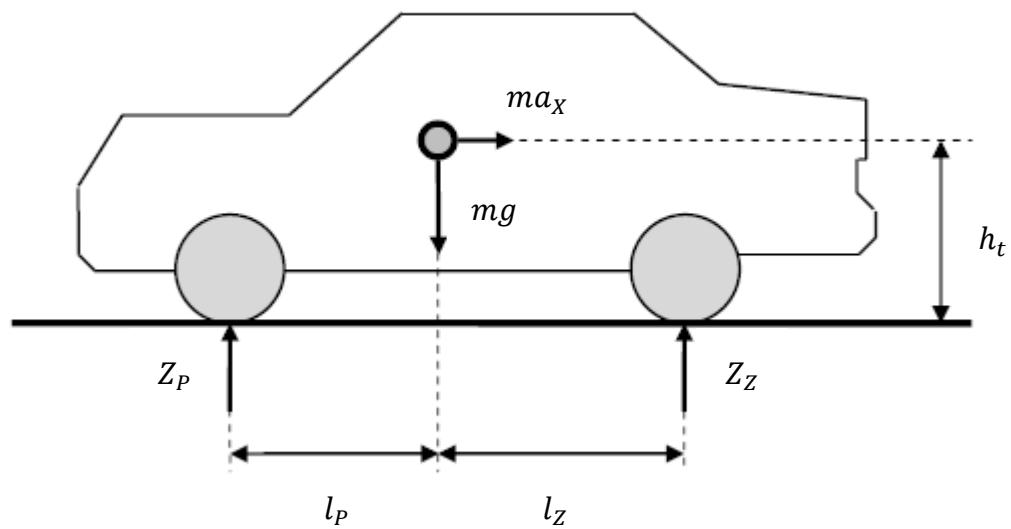
$$\begin{aligned}Z_{PL} &= \frac{Z_P}{2} - Z_P \frac{h_t a_y}{gt_P} \\Z_{PP} &= \frac{Z_P}{2} + Z_P \frac{h_t a_y}{gt_P}\end{aligned}\quad [2.45]$$

Výpočet pro zadní nápravu:

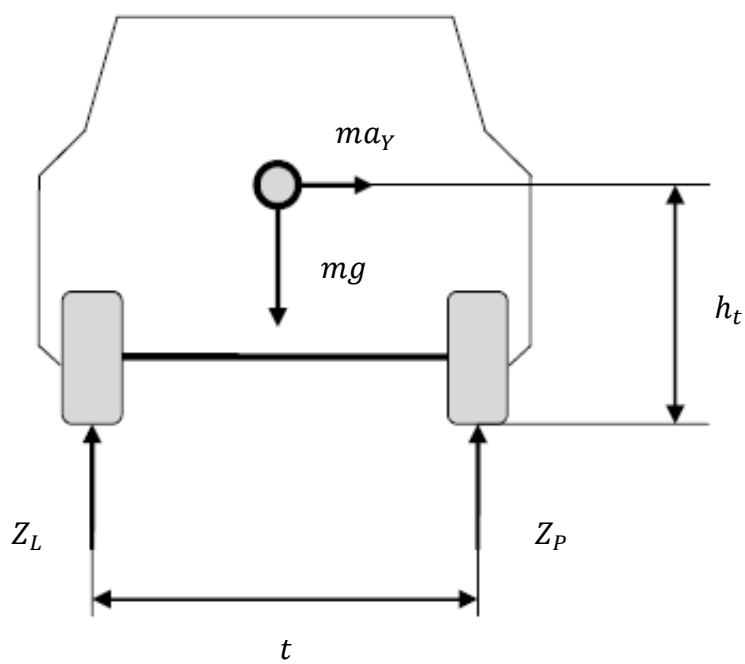
$$\begin{aligned}Z_{ZL} &= \frac{Z_Z}{2} - Z_Z \frac{h_t a_y}{gt_Z} \\Z_{ZP} &= \frac{Z_Z}{2} + Z_Z \frac{h_t a_y}{gt_Z}\end{aligned}\quad [2.45]$$

kde:  $Z_{PL}$  radiální reakce působící na levé přední kolo,  $Z_{PP}$  radiální reakce působící na pravé přední kolo,  $Z_{ZL}$  radiální reakce působící na levé zadní kolo,  $Z_{ZP}$  radiální reakce působící na pravé zadní kolo,  $Z_P$  radiální reakce působící na levé přední kolo,  $t_P$  rozchod předních kol,  $t_Z$  rozchod zadních kol. (5)





Obr. 16 Rozdělení radiálních reakcí během akcelerace (5)



Obr. 17 Rozdělení radiálních reakcí během zatáčení (5)

### Úhel natočení kol podle Akermanovy teorie

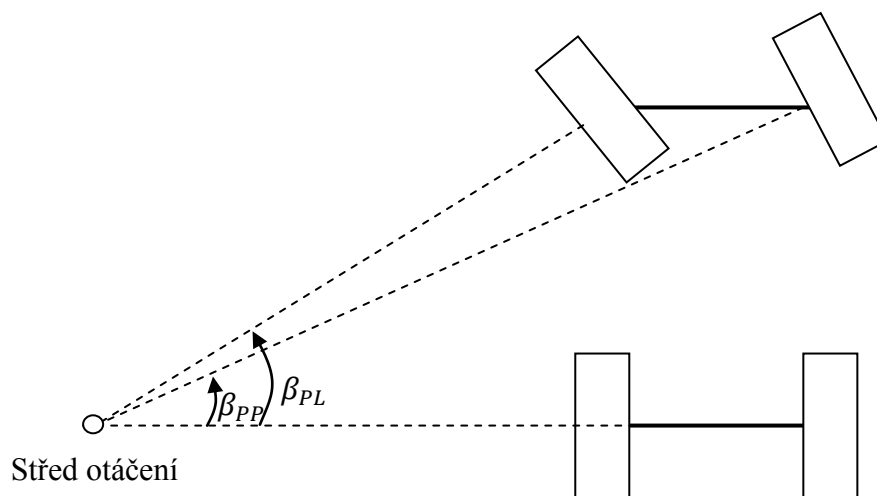
Úhel natočení kol je v modelu nutno převést pro správnou kinematiku náprav pomocí Armanovy teorie řízení. Podle Armana se musí osy kol protínat ve stejném bodě. Tento bod leží na ose zadní nápravy a nazývá se střed otáčení (Obr. 18).

Dle teorie se musí jednotlivá přední kola natočit o různé úhly. Tyto úhly vypočítáme podle následujících vztahů:

$$\beta_{PL} = \frac{1}{\frac{1}{\tan \beta} - \frac{t_P}{2l}}$$

$$\beta_{PP} = \frac{1}{\frac{1}{\tan \beta} + \frac{t_P}{2l}} \quad [2.46]$$

kde:  $\beta_{PL}$  úhel natočení přední levého kola,  $\beta_{PP}$  úhel natočení předního pravého kola,  $\beta$  střední úhel natočení kol,  $t_P$  rozchod předních náprav,  $l$  rozvor náprav



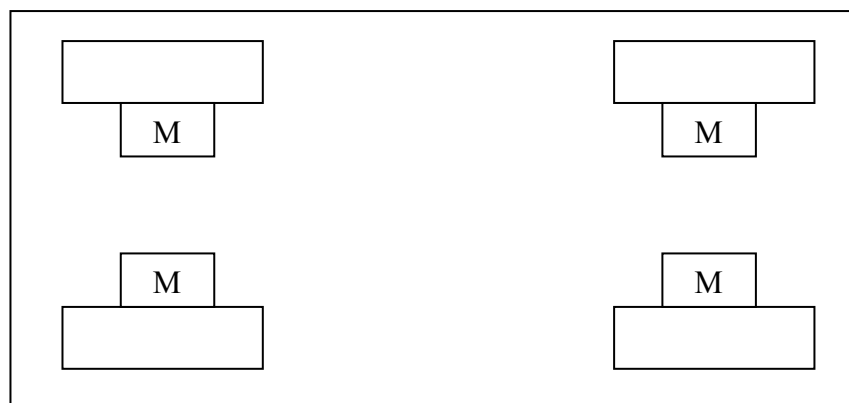
Obr. 18 Geometrie podle Akermanovi teorie (6)

### 3 Dimenzování motoru

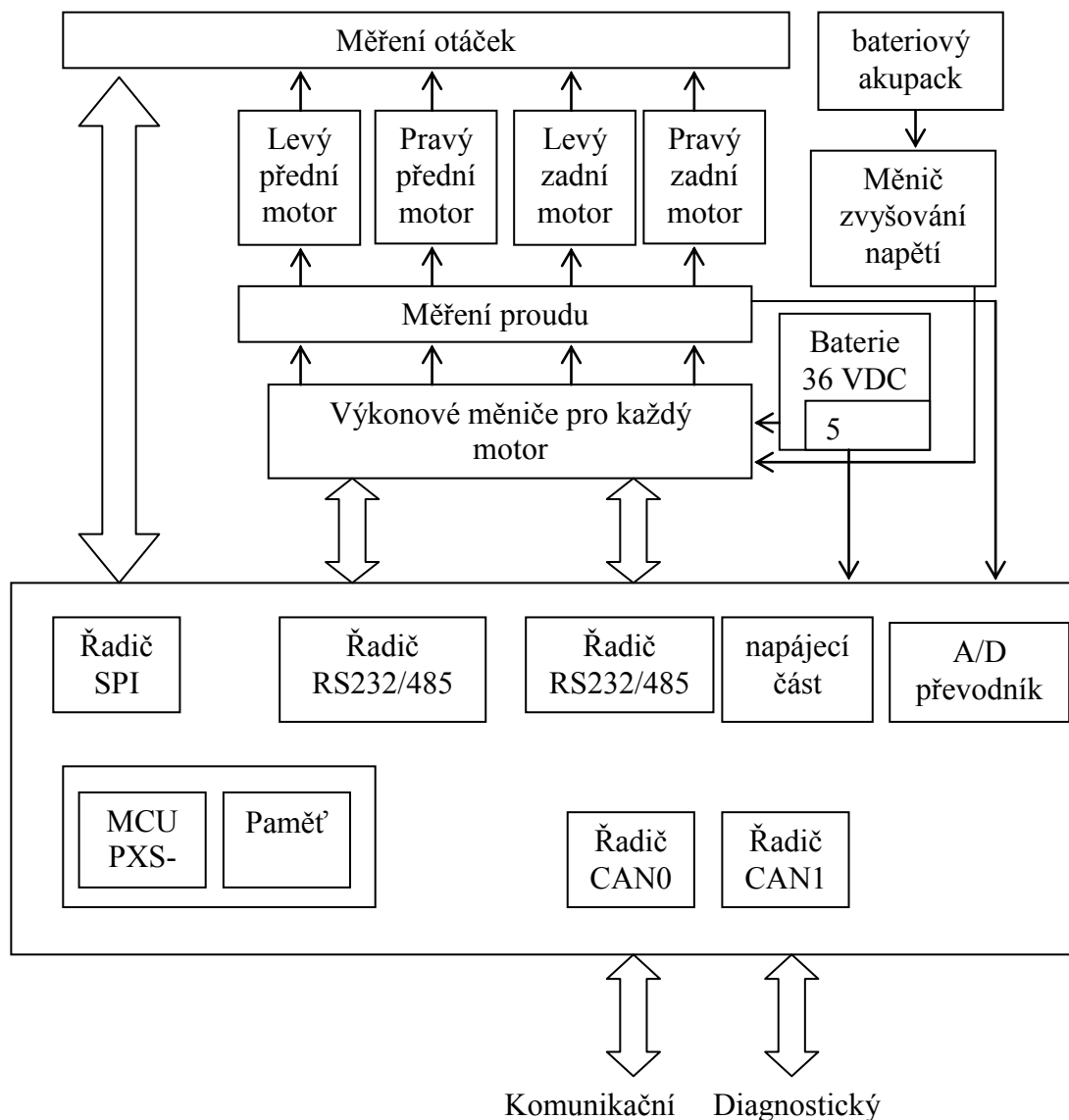
K dimenzování v první řadě použiji rovnici pro celkovou hnací sílu vozidla(2.22) z které získám základní představu o velikosti hnací síly a výkonu. Následně provedu simulace s dvoustopým modelem a sestavím mapy korekčních sil pro přetáčivé nebo nedotáčivé vozidlo, tato mapa bude realizovat elektronický diferenciál.

#### 3.1 Koncepce vozidla

Vhledem k tomu, že se má jednat o vozidlo s pohonem všech čtyř kol s oddělenou trakcí, tak z koncepcí na obrázku 3 můžeme volit mezi posledníma dvěma. Pro toto vozidlo volím koncepci e, tím je použití motoru přímo u kola a bez převodovky. Převodovka nebude nutná, protože odhadovaná váha vozidla je 200 kg. Koncepce je na obrázku 19. Motoru budou ovládány nezávisle na sobě, což je základní podmínkou pro oddělenou trakci a návrh řídicí jednotky je na obrázku 20.



*Obr. 19 Koncepce vozidla*



Obr. 20 Řídicí jednotka vozidla

### 3.2 Celková hnací síla a výkon

Nejprve musíme vypočítat požadovanou hnací sílu vozidla pro určitou ustálenou rychlost. Ve výpočtech bude odpor zrychlení a odpor stoupaní roven nule. Pro odpor valení a odpor vzduchu odhadnu potřebné parametry podle tabulek 2 a 3.

Tabulka 5 Odhadnuté parametry vozidla

m (Kg)	$C_x$ (-)	$S_x$ (m <sup>2</sup> )	f (-)	$\vartheta$ (-)
200	0,4	1	0,015	1,05

Parametry jsem odhadoval následovně. Součinitel odporu vzduchu volím 0,4 , protože vozidlo bude mít odrytá kola. Čelní plochu odhaduji na 1 m, neboť se má jednat o středně velkou čtyřkolku a součinitel rotačních částí volím 1,05, protože se mezi motory a koly nenachází žádná převodovka.

### 3.2.1 Výpočet celkové hnací síly pro ustálenou rychlost:

$$v = 30 \text{ km/h}$$

$$F_{K30} = O_V + O_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{30}{3,6}\right)^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,25 + 200 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 46,791 \text{ N}$$

$$P_{K30} = F_K v = 46,791 \cdot \frac{30}{3,6} = 389,926 \text{ W}$$

$$v = 50 \text{ km/h}$$

$$F_{K50} = O_V + O_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{50}{3,6}\right)^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,25 + 200 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 77,655 \text{ N}$$

$$P_{K50} = F_K v = 77,655 \cdot \frac{50}{3,6} = 1079 \text{ W}$$

$$v = 70 \text{ km/h}$$

$$F_{K70} = O_V + O_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{70}{3,6}\right)^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,25 + 200 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 123,952 \text{ N}$$

$$P_{K70} = F_K v = 46,791 \cdot \frac{70}{3,6} = 2410 \text{ W}$$

$$v = 100 \text{ km/h}$$

$$F_{K100} = O_V + O_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,25 + 200 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 222,331 \text{ N}$$

$$P_{K100} = F_K v = 46,791 \cdot \frac{100}{3,6} = 6176 \text{ W}$$

### 3.2.1 Přepočítání hnací síly na moment:

$$\text{průměr disku } (d_D) = 12 \text{ palců}$$

$$\text{šířka pneumatiky } (š_P) = 185 \text{ mm}$$

$$\text{profil } (p) = 88 \text{ \%}$$

$$r_K = \frac{d_D \cdot 0,0254}{2} + \frac{\left(\frac{š_P \cdot p}{100}\right)}{1000} = \frac{12 \cdot 0,0254}{2} + \frac{\left(\frac{185 \cdot 88}{100}\right)}{1000} = 0,3152 \text{ m}$$

$$M_{K30} = F_{K30} \cdot r_K = 46,791 \cdot 0,3152 = 14,749 \text{ Nm}$$

$$M_{K50} = F_{K50} \cdot r_K = 77,655 \cdot 0,3152 = 24,477 \text{ Nm}$$

$$M_{K70} = F_{K70} \cdot r_K = 123,952 \cdot 0,3152 = 39,07 \text{ Nm}$$

$$M_{K100} = F_{K100} \cdot r_K = 222,331 \cdot 0,3152 = 70,079 \text{ Nm}$$

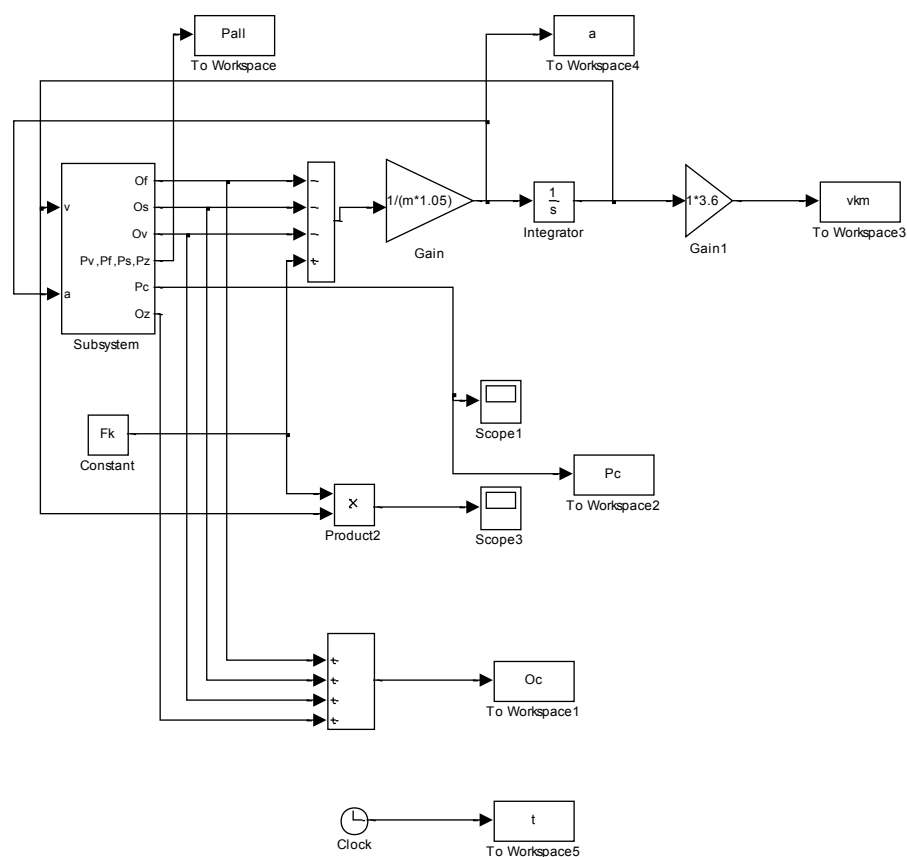
### 3.2.1 Výsledky simulací pro získání průběhů zrychlení a ztrátových výkonů:

Pro tyto simulace si velice jednoduše upravím rovnici pro celkovou hnací sílu. Z odporu zrychlení si vyjádříme zrychlení vozidla.

$$F_K = O_Z + O_V + O_f + O_s$$

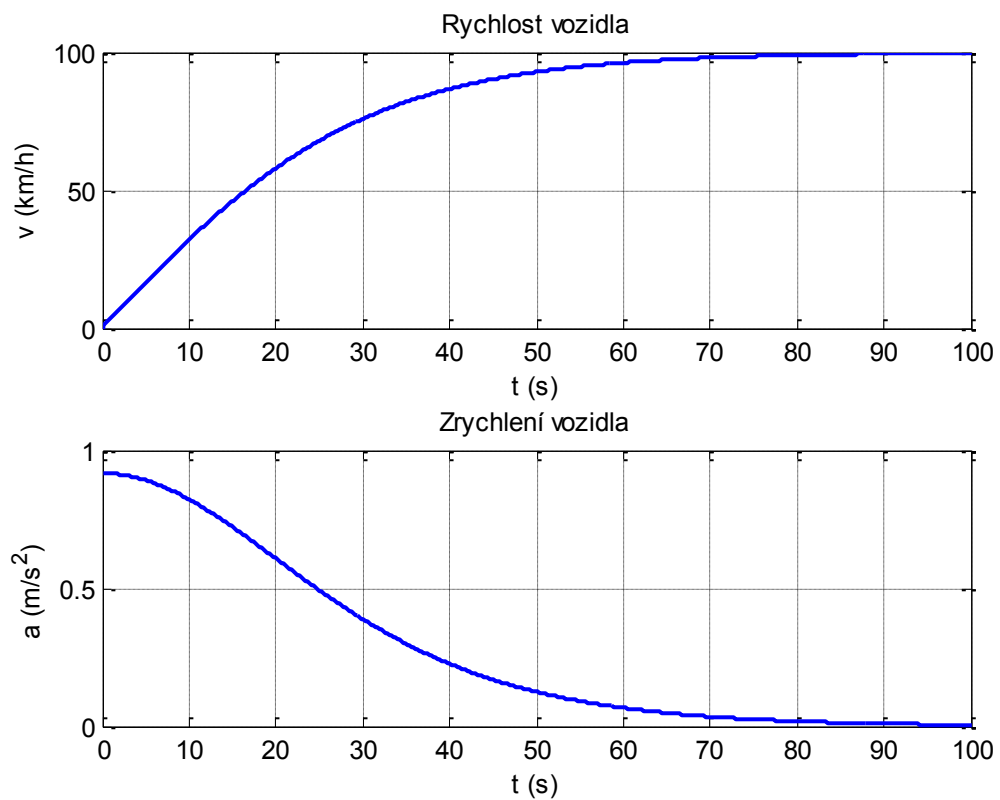
$$a = \frac{1}{m\theta} (F_K - O_V - O_f - O_s)$$

Pro tuto rovnici jsem vytvořil simulaci (obr.21).

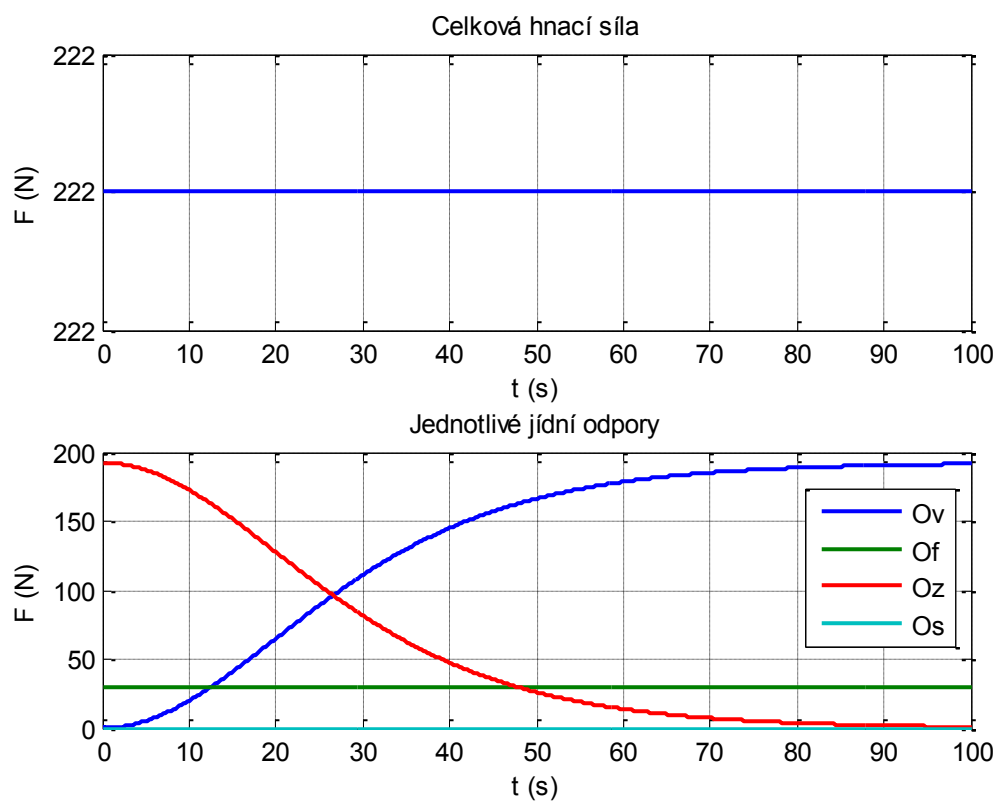


Obr. 21 Simulační schéma pro výpočty průběhů zrychlení a výkonů

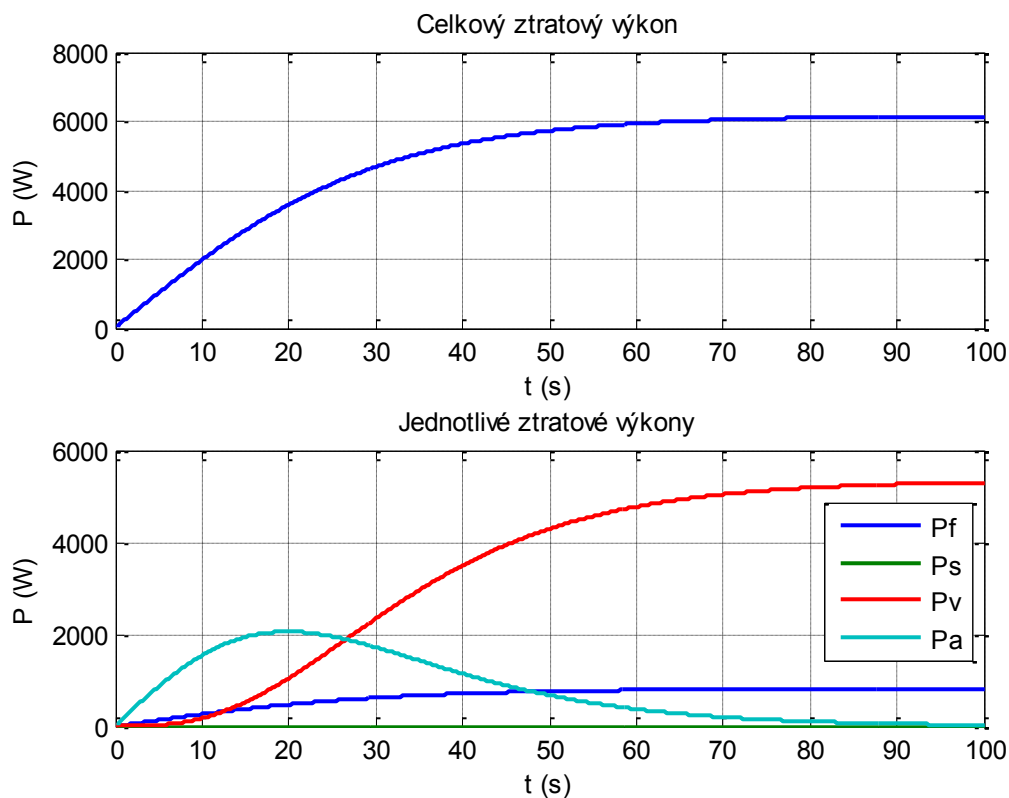
Pro první simulaci použiji konstantní hnací sílu o velikosti 222 N (70 Nm).



Obr. 22 Průběhy rychlosti a zrychlení vozidla



Obr. 23 Průběhy hnací síly a jízdních odporů



Obr. 24 Průběhy ztrátových výkonů

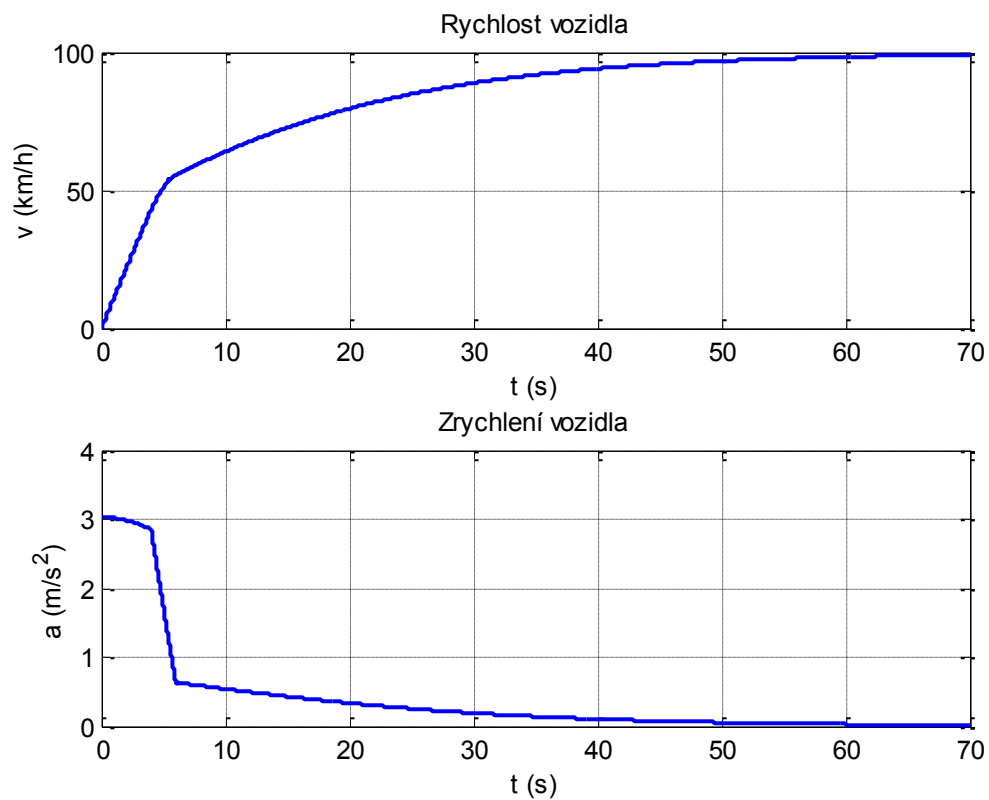
Konečná teoretická rychlost vozidla je 100 km/h, což odpovídá předchozímu výpočtu. Navíc zde vidíme, že pro dosažení rychlosti 50 km/h potřebuje vozidlo přibližně 16 s. Tento čas se nám podaří snížit chvilkovým přetížením motorů, které může být až trojnásobné. Díky tomu získáme na krátkou dobu větší moment a tím i větší hnací sílu.

Na obrázku 23 je viditelné jak odpor zrychlení klesá a naopak odpor vzduchu stoupá, až nakonec dojde k zastavení akcelerace a hnací síla překonává pouze odpor vzduchu a valení.

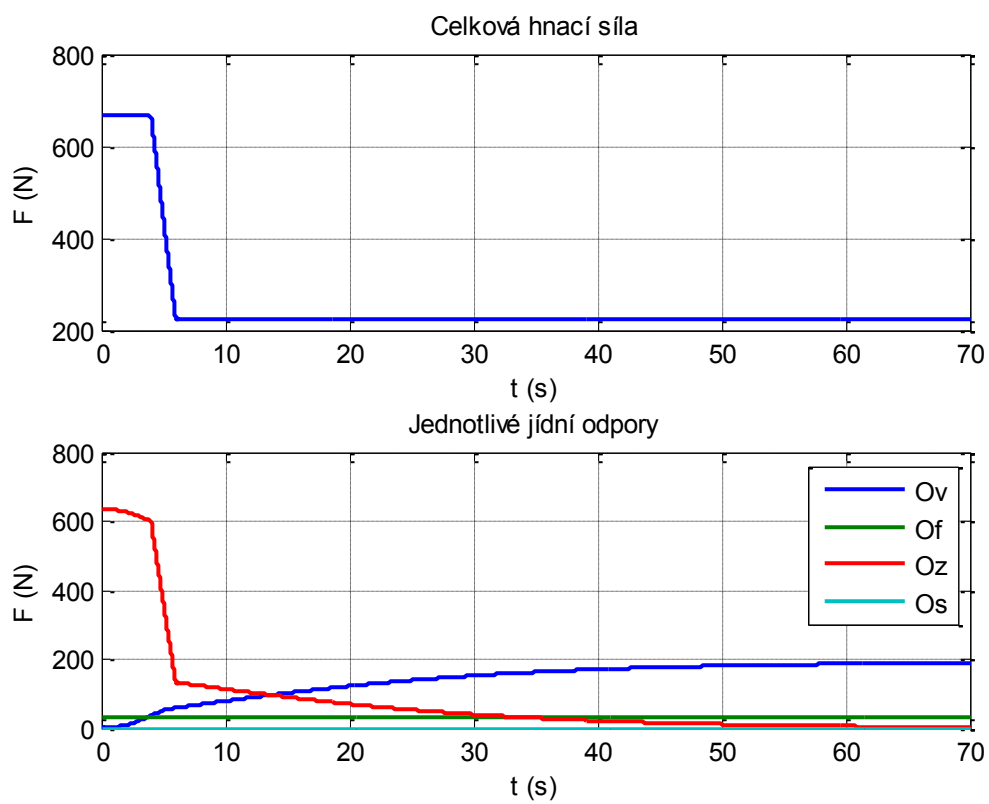
Grafy na obrázku 24 popisují průběh ztrátových výkonů jednotlivých jízdních odporů a celkový ztrátový výkon. Jak je viditelné na průbězích nejvíce výkonu se spotřebuje na překonání odporu vzduchu.

Následně motory třikrát přetížím, tím dostanu výslednou hnací sílu 666 N, které odpovídá moment 210 Nm. Průběhy jsou na následující dvou stranách. Pro přetěžování se nejlépe hodí asynchronní motory, které je možné přetížit až trojnásobně.

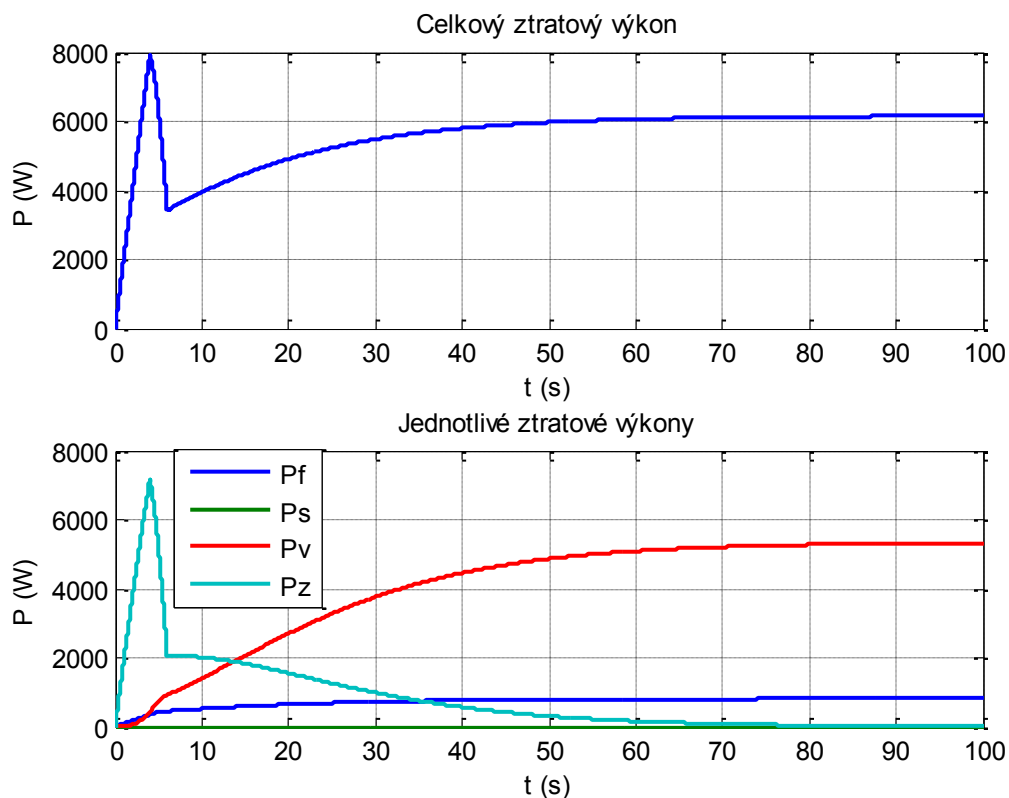




Obr. 25 Průběhy rychlosti a zrychlení vozidla při přetěžování(3x)



Obr. 26 Průběhy hnací síly a jídních odporů při přetěžování (3x)

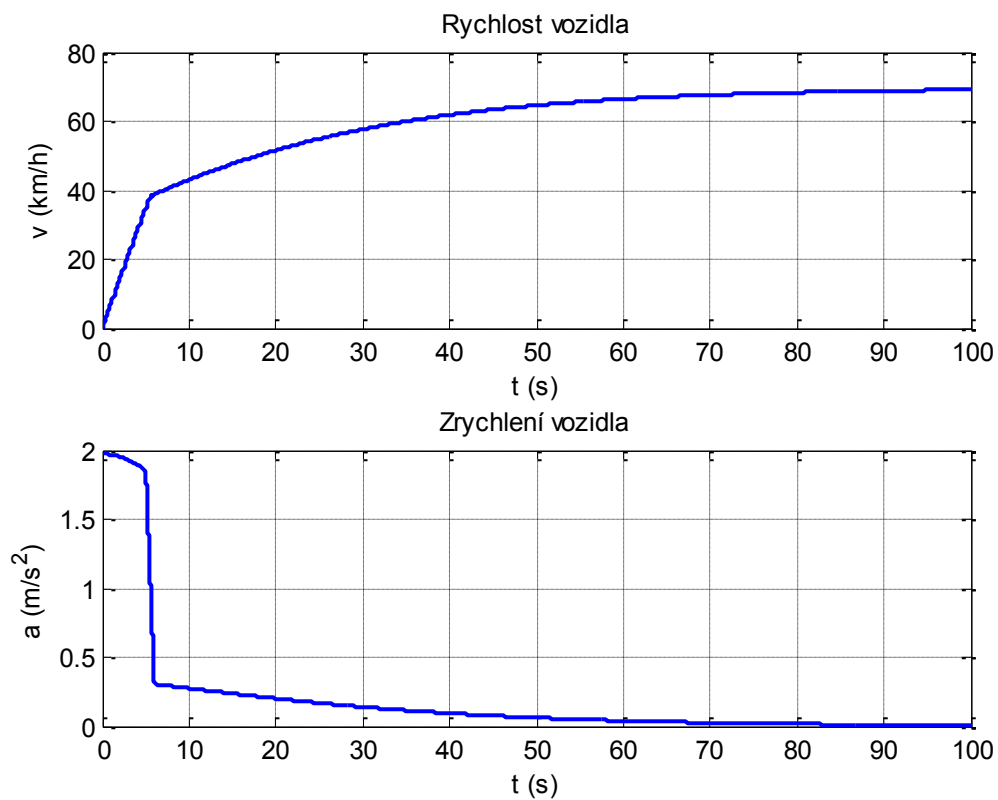


Obr. 27 Průběhy ztrátových výkonů při přetěžování (3x)

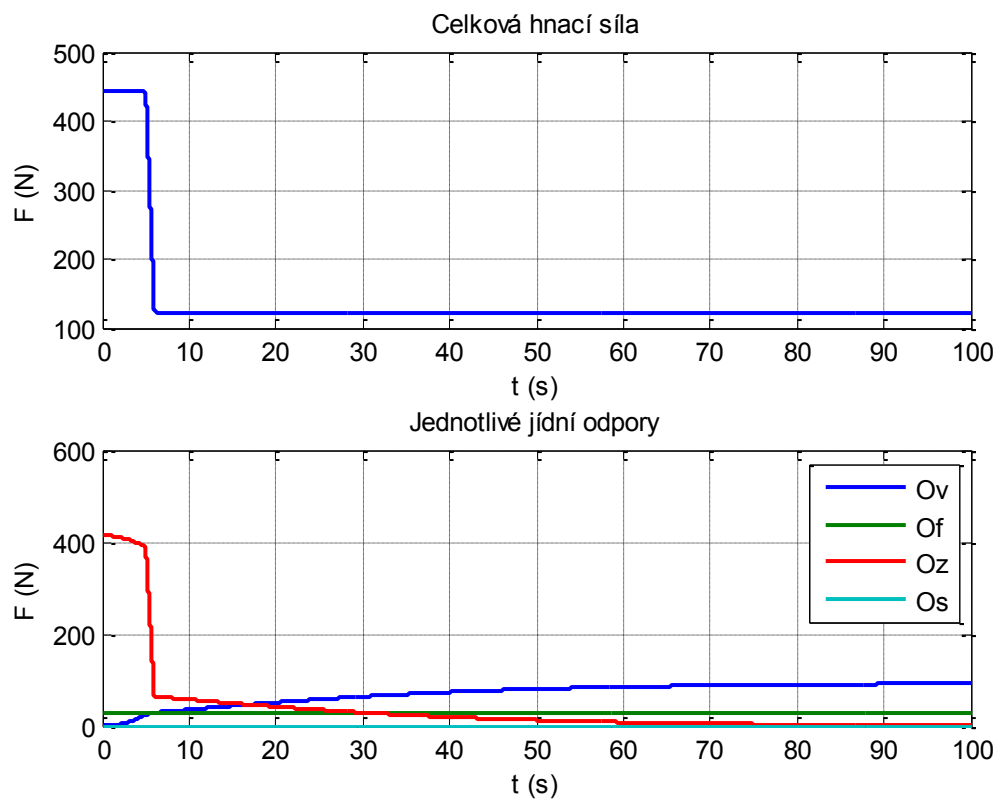
Hned na první pohled je viditelné zlepšení času zrychlení na rychlost 50 km/h a to přibližně za dobu 5 s. Tento čas je naprosto dostačující.

Největší část hnací síly se spotřebuje na akceleraci (obr. 26) a tomu odpovídá i graf ztrátových výkonů (obr. 27). Navíc vidíme, že špičkový ztrátový výkon nám vystoupí na hodnotu 8 kW.

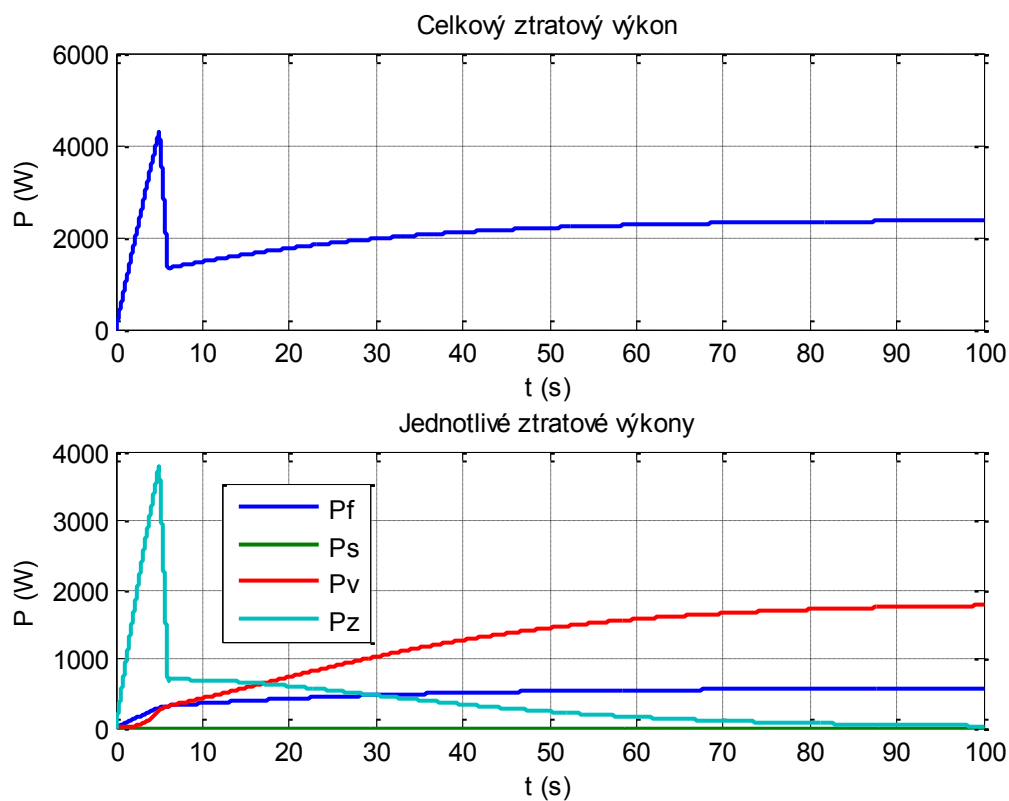
Vzhledem k tomu, že není nutné mít tak rychlou akceleraci vozidla, bude naprosto dostačující dosáhnout 50 km/h během 10 sekund, navíc maximální rychlost 100 km/h je příliš vysoká, proto udělám simulace se silou 444 N (140 Nm) a poté ji po 5 sekundách začnu snížím na 123 N (40 Nm). To nám zajistí ustálení rychlosti na 70 km/h.



Obr. 28 Průběhy rychlosti a zrychlení vozidla při přetěžování(2x) a ustálené hnací síle 123 N

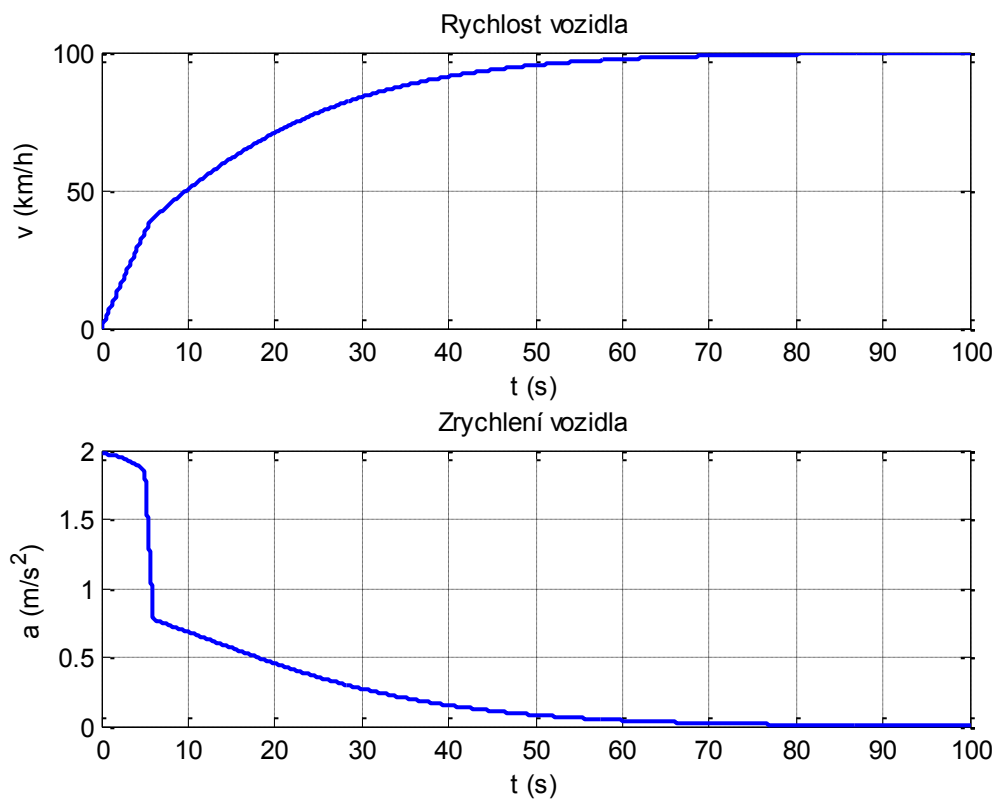


Obr. 29 Průběhy hnací síly a jednotlivých jízdních odporů při přetěžování(2x) a ustálené hnací síle 123 N

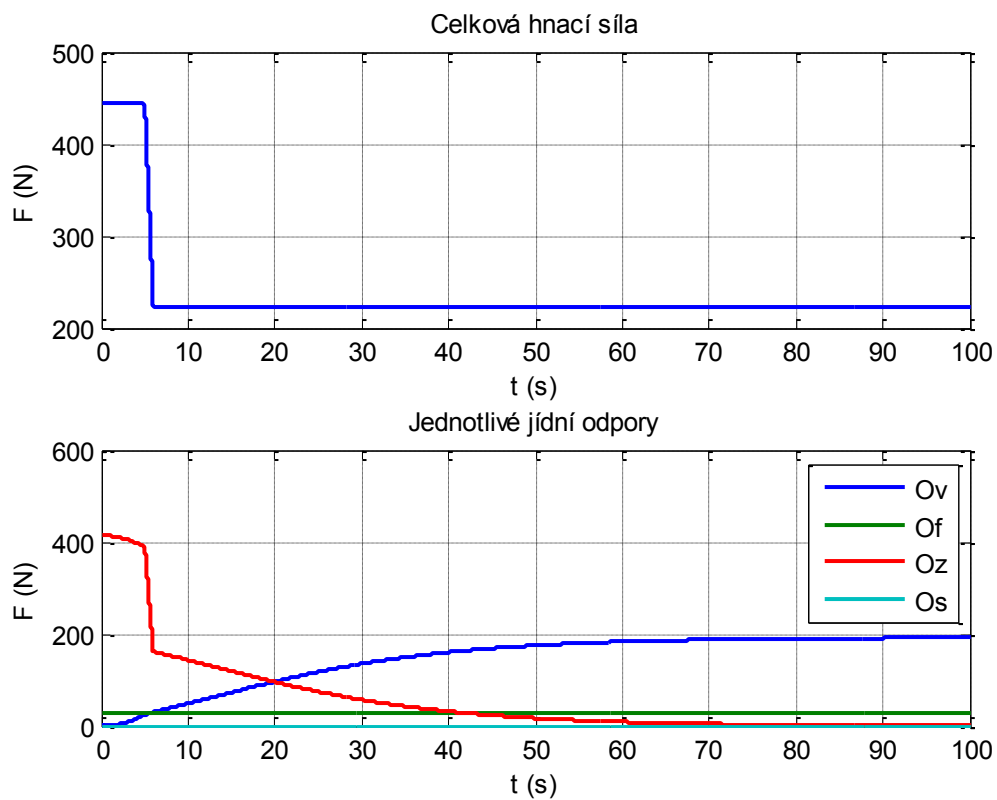


Obr. 30 Průběhy ztrátových výkonů při přetěžování (2x) a ustálené hnací síle 123 N

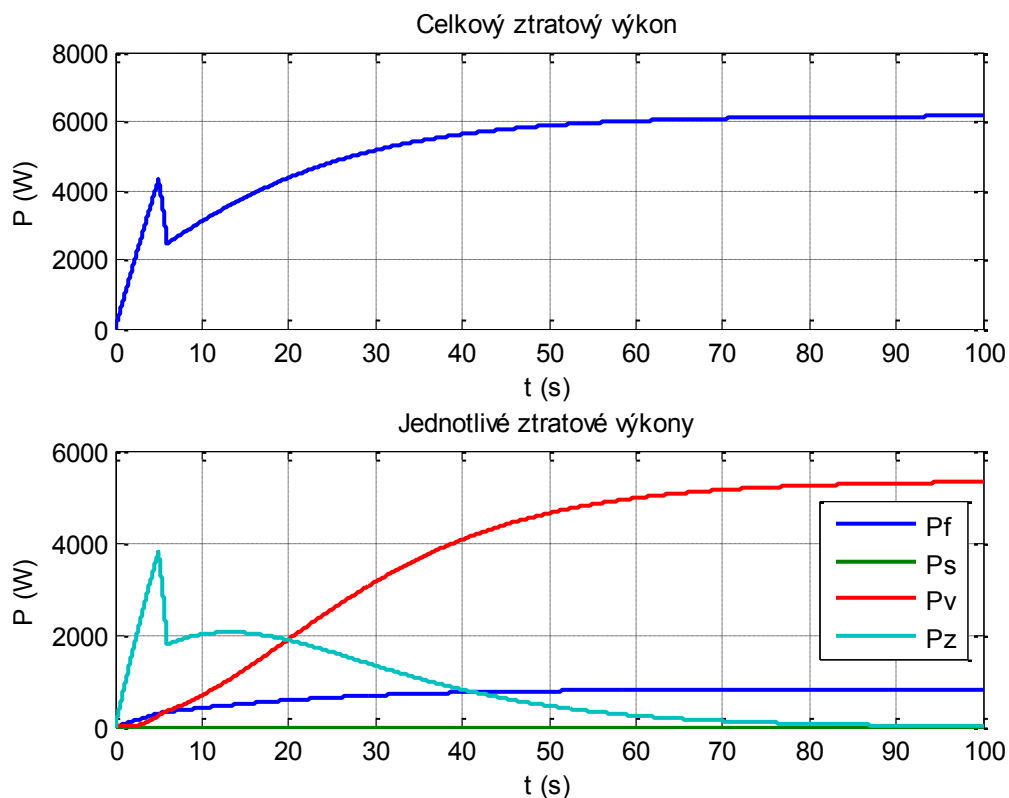
Jak je vidět při porovnání mezi obrázky při přetížení motoru mezi třikrát a dvakrát je celkem zásadní rozdíl. Navíc snížení hnací síly na 123 N (40 Nm) není nejlepším řešením, protože nám to zásadně ovlivní dodatečné zrychlování vozidla, proto jako nejlepší možnost vidím přetížit motory při akceleraci na dvojnásobek a poté nastavit hnací sílu na 222 N (70 Nm) a dorazit na požadovanou rychlost.



Obr. 31 Průběhy rychlosti a zrychlení vozidla při přetěžování(2x) a ustálené hnací síle 222 N



Obr. 32 Průběhy hnací síly a jednotlivých jízdních odporů při přetěžování(2x) a ustálené hnací síle 222 N



Obr. 33 Průběhy ztrátových výkonů při přetěžování (2x) a ustálené hnací síle 222 N

Při dvojitém přetížení motorů a nastavení hnací síly 222 N (70 Nm) dosáhne rychlosti 50 km/h za 10 s. Tyto hodnoty naprosto dostačující pro naše vozidlo.

Výsledky simulací ukazují, že pro akceleraci bude důležitý špičkový moment motoru. Špičkový moment doporučuji zvolit mezi 30 až 40 Nm (hnací síla - 95 N až 127 N). Pracovní moment bude důležitý pro maximální rychlost vozidla a pro funkci elektronického diferenciálu, proto bude nejlepší volit mezi 15 až 20 Nm (hnací síla - 47,5 N až 63,45 N). Motory budou čtyři, každý na jedno kolo s rozložením hnacích momentů v poměru 50:50. Konečný výběr momentu a výkonu vhodného motoru určím až na základě návrhu elektronického diferenciálu, který je popsán v následující kapitole.

Pro zlepšení vlastností vozidla by bylo moudré snížit jeho hmotnost na co možná nejnížší. Poté bych doporučil celé vozidlo zakrýt plastovým obalem tak, aby byla kola zakrytá, tím výrazně snížíme koeficient odporu vzduchu  $c_x$ . Jak je viditelné z obrázků simulací, největší výkon motoru se spotřebuje na překonání odporu vzduchu na úkor zrychlení vozidla. Při snížení odporu vzduchu zvýšíme akcelerační možnosti vozidla.

### 3.3 Návrh elektronického diferenciálu

#### 3.3.1 Směrové úchyly přední a zadní nápravy

Pro korekci nedotáčivosti nebo přetáčivosti vozidla je nutné znát směrové úchyly náprav. Rovnice směrové úchyly přední nápravy je následující:

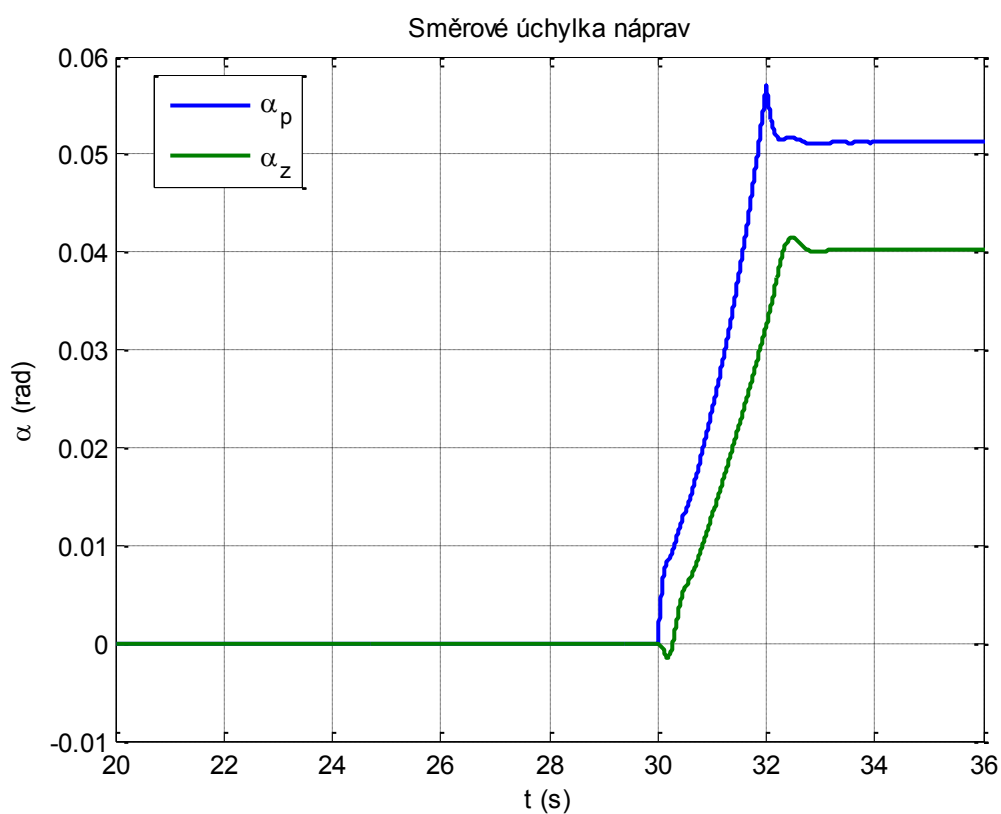
$$\alpha_P = \frac{\alpha_{PP} + \alpha_{PL}}{2} \quad [3.1]$$

obdobně pro úchyly zadní nápravy:

$$\alpha_Z = \frac{\alpha_{ZP} + \alpha_{ZL}}{2} \quad [3.2]$$

Při  $\alpha_P > \alpha_Z$  se vozidlo chová nedotáčivě,  $\alpha_P < \alpha_Z$  přetáčivě a při  $\alpha_P = \alpha_Z$  vozidlo vykazuje neutrální chování. (4)

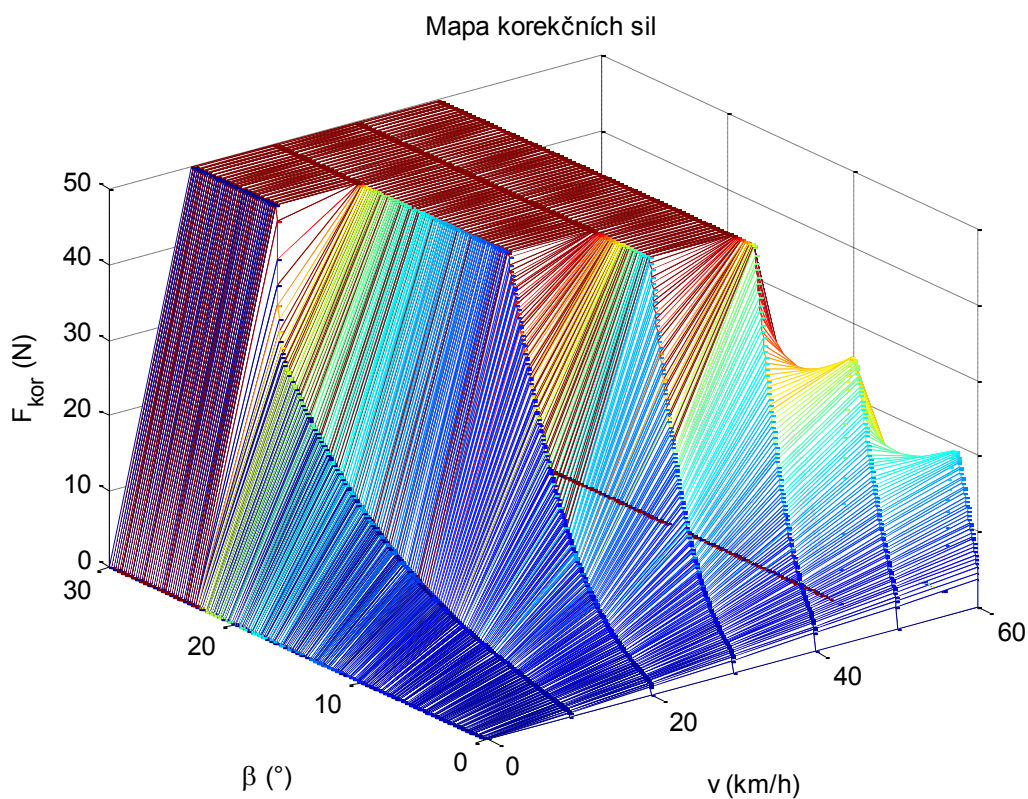
Pro zjištění chování vozidla jsem provedl simulace (obr. 34). Vozidlo vykazuje nedotáčivé chování.



Obr. 34 Směrové úchyly náprav

### 3.3.2 Získání korekčních sil

Mapu korekčních sil jsem získal, že jsem zavedl celkovou hnací sílu vozidla do jeho těžiště a následně. Poté jsem na přední vnější kolo přivedl korekční sílu  $F_{kor}$ . Simulaci jsem provedl pro různé rychlosti v intervalu od 0 km/h po 60 km/h, kdy jsem zvyšoval úhel natočení kol z  $0^\circ$  až na  $30^\circ$ . Pomocí korekční síly jsem korigoval  $\alpha_p - \alpha_z = 0$ , aby vozidlo vykazovalo neutrální chování. Mapa získaných korekčních sil je na obrázku 35.



Obr. 35 Mapa korekčních sil

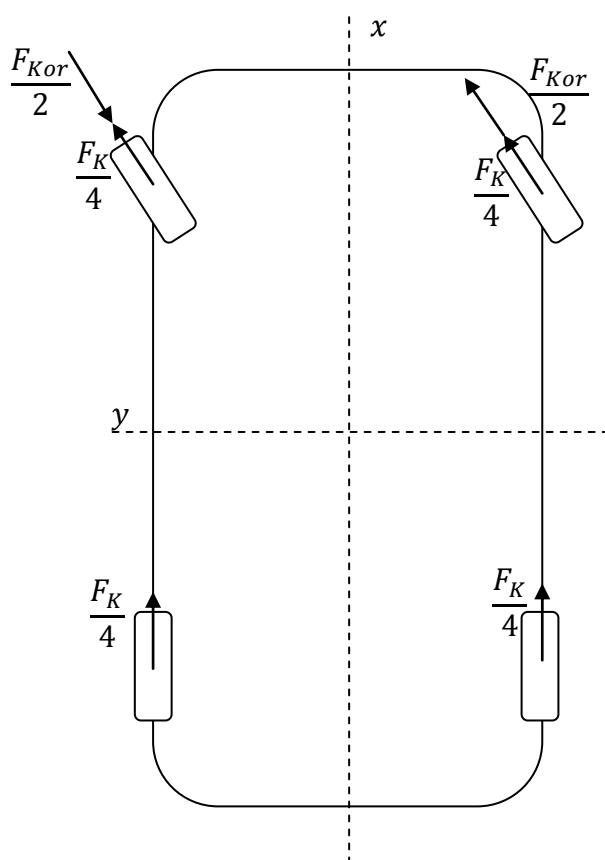


### 3.3.3 Hnací síla na kolech

Hnací síla na přední nápravě nesmí být ovlivněna korekční silou  $F_{Kor}$ . Aby tato podmínka byla splněna, musíme korekční sílu zavést tak, jak je uvedeno na obrázku 36. Matematicky to vyjádříme podle rovnic 3.3 a 3.4.

$$F_{PL} = \frac{F_K}{4} - \frac{F_{Kor}}{2} \quad [3.3]$$

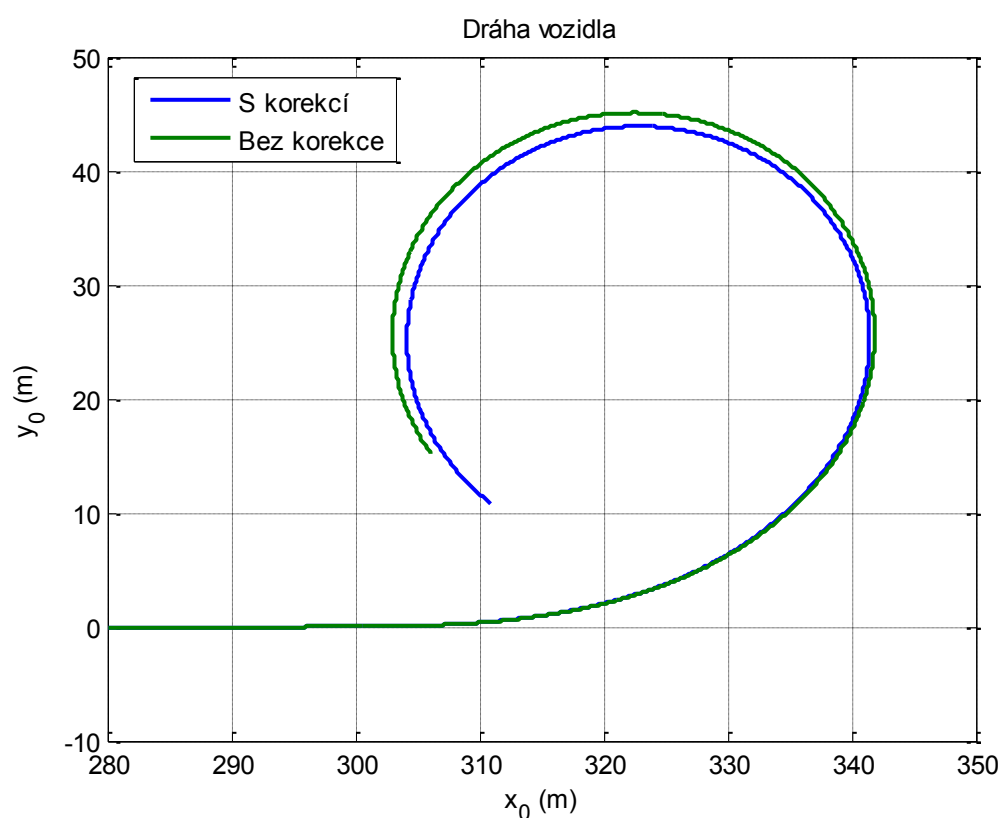
$$F_{PP} = \frac{F_K}{4} + \frac{F_{Kor}}{2} \quad [3.4]$$



Obr. 36 Znáznornění korekčních sil v porovnání s hnací silou v modelu vozidla

### 3.3.4 Porovnání korigovaného a nekorigovaného vozidla

Při prvním porovnání vozidla jsem zvolil jízdu v kruhu při konstantní rychlosti. Na prvním obrázku jsou dráhy vozidla s korekcí a bez korekce. Druhý obrázek znázorňuje velikost hnací síly na nekorigovaných kole a na korigovaném levém a pravém kole a navíc je doplněn o průběh úhlu natočení. První experiment jsem provedl pro konstantní rychlost 40 km/h.



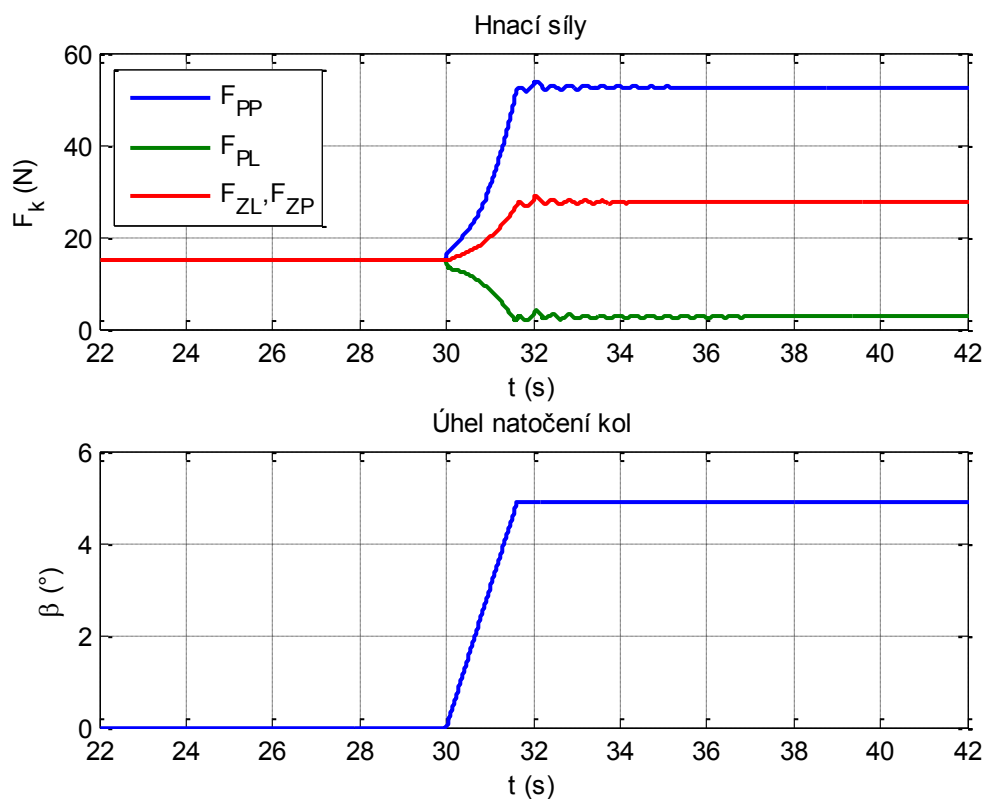
Obr. 37 Dráha vozidla (jízda v kruhu)

Z obrázku 37 je jasně patrné zlepšení nedotáčivosti vozidla. Vozidla s korekcí má o něco menší poloměr zatáčení než vozidlo bez korekce. Tento experiment prokázal funkčnost korekční mapy sil. Na dalším obrázku je znázorněna hnací síla. Hnací síla na kolech stoupá se zvětšující se velikosti úhlu, protože je navíc závislá na velikost předních bočních vodících sil a na funkci sinus úhlu natočení kol. Tato závislost vyplývá z rovnice 2.26 pro osu  $x$  v rovinném dynamickém modelu vozidla. Navíc ještě na pravém kole

přičítáme korekční sílu k hnací, kde nám z povodních 15 N stoupla až na 53 N a hnací síla na zadním kole z 15 N na 28 N. Při sečtení všech hnacích sil na jednotlivých kolech dostáváme:

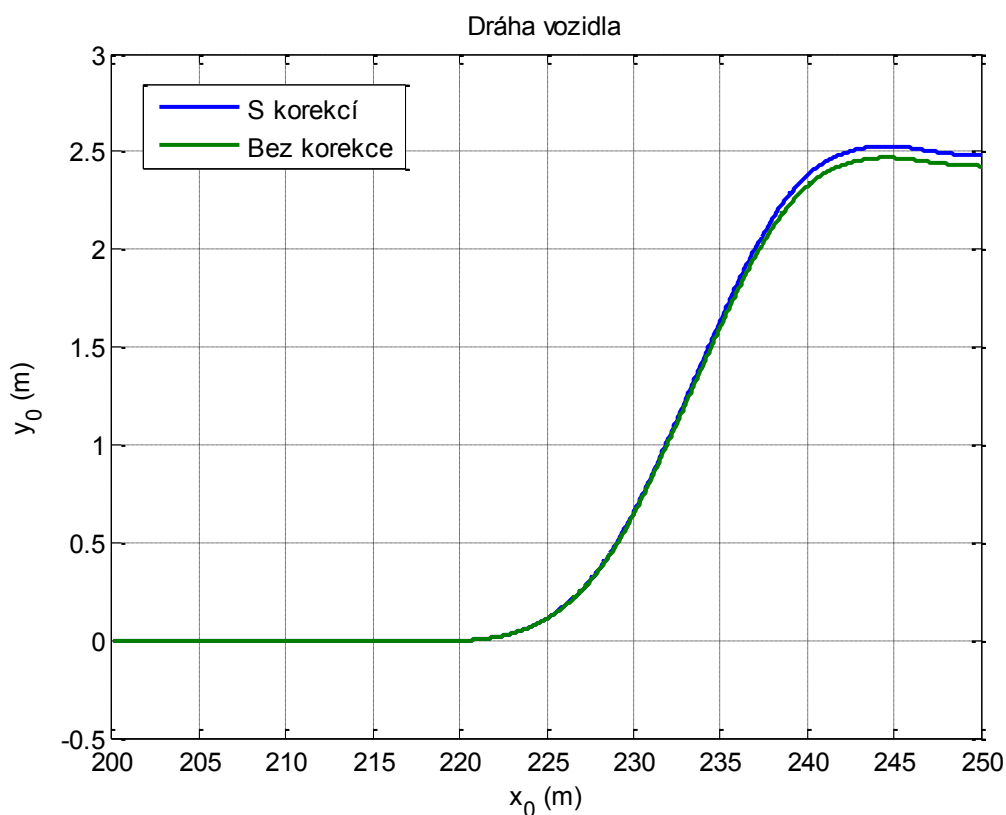
$$F_K = F_{PP} + F_{PL} + F_{ZL} + F_{ZP} = 53 + 3 + 28 + 28 = 112 \text{ N.}$$

S těmito navýšeními musíme počítat při dimenzování motoru. Proto bych navrhnul maximální rychlost vozidla v zatáčce na 50 km/h, i přesto že korekční mapa je zhotovena až do rychlosti 60 km/h.



Obr. 38 Průběh hnacích sil na jednotlivých kolech (jízda v kruhu)

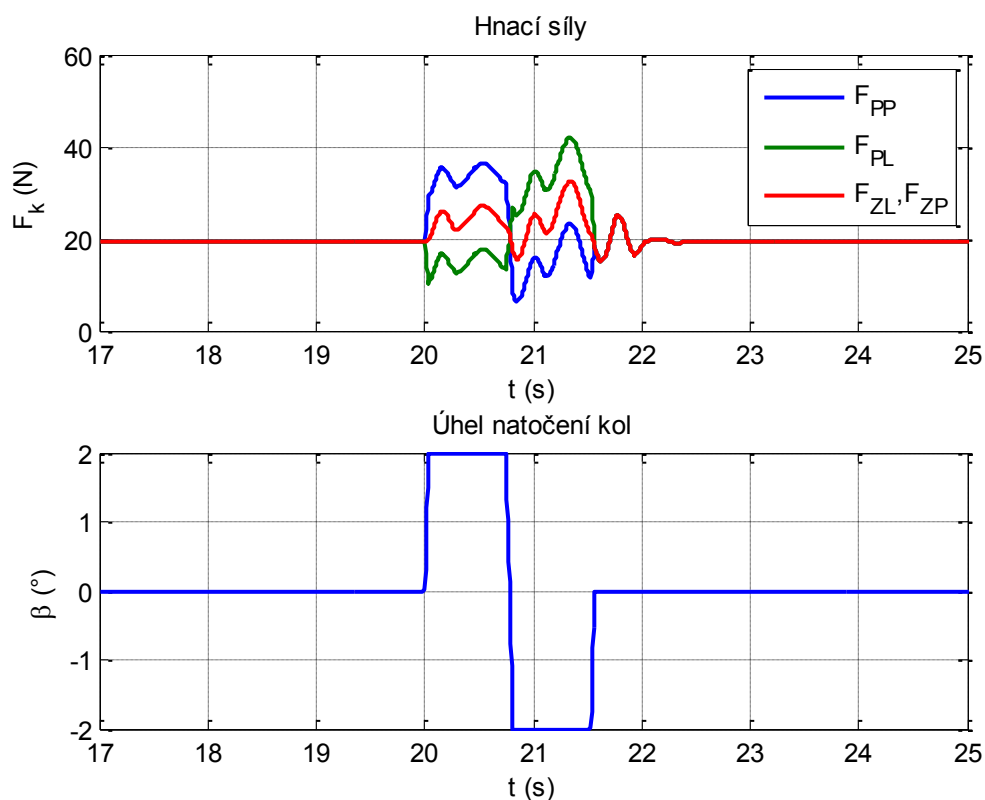
Pro druhý experiment jsem zvolil výhybný manévr. Rychlost vozidla jsem nastavil na 50 km/h. Úhel natočení kol se změnil z hodnoty  $0^\circ$  na hodnotu  $+2^\circ$  následně na  $-2^\circ$  a poté zpět na  $0^\circ$ , průběh úhlu natočení je na obrázku 40.



Obr. 39 Dráha vozidla (výhybný manévr)

Při porovnání drah vozidla s korekcí a bez korekce je vidět lepší ovladatelnost vozidla s korekcí. Vozidlo s korekcí zvládne výhybný manévr s lepší dynamikou, nejenom že se dokáže vyhnout pomyslnému předmětu na kratší ujeté dráze v ose  $x_0$ , navíc se vyhne i s větší ujetou vzdáleností v ose  $y_0$ .

Průběh korigovaných hnacích sil odpovídá změně úhlu natočení kol, vždy přiřítám korekční sílu na vnější kolo a odečítám ji na vnitřní kolo (obr. 40). Tímto experimentem jsem opět potvrdil fungování mapy korekčních sil.



Obr. 40 Průběh hnacích sil na jednotlivých kolech (výhybný manévr)

### 3.4 Návrh momentu a výkonu motoru

V předchozích kapitolách jsem se věnoval vyšetření celkové hnací síly vozidla a návrhu mapy korekčních sil pro korigování nedotáčivosti vozidla. Při vyšetření akcelerace vozidla jsem provedl několik simulací pro zjištění optimální hnací síly (momentu). Poté jsem ověřil funkčnost mapy korekčních sil na rovinném dynamickém modelu vozidla. Po vyhodnocení všech simulací bych doporučil zvolit motor s pracovním momentem 17.5 Nm a výkonem 2 kW. Zároveň bych doporučil motor, který je možné přetěžovat při počáteční akceleraci. Při takto zvolených podmínkách bude teoretická maximální rychlost vozidla 100 km/h a zrychlení z nuly na 50 km/h za 14 sekund. Zrychlení z 0 - 50 km/h bude možné snižovat přetěžováním motoru. Celkový výkon motorů bude 8 kW. Tento výkon bude dostačující pro překonání ztrátového výkonu vozidla, který je 6176 kW, jak je patrné ze simulace na obrázku 24. Při simulacích elektronického diferenciálu mi hnací síla vystoupala až na 53 N, při rychlosti 40 km/h a úhlu natočení kol 4.9 °. Když má jeden motor jmenovitou hnací sílu 55 N, je zaručená funkčnost elektronického diferenciálu.

## Závěr

V první kapitole se zabývám rozbořem koncepcí elektrického vozidla. První koncepcí elektrického vozidla bylo nahrazení spalovacího motoru elektrickým pohonem a místo nádrže se umístily baterie. Převodovka a diferenciál bylo zachováno. Tato koncepce má hned několik nevýhod, jako např. velká hmotnost, nižší flexibilita a pokles výkonu. Tuto prvotní koncepci nahradila moderní koncepce vozidla, kde je vozidlo rozděleno do tří subsystémů následujících subsystémů. Subsystém pohonu je složen z jednotky pro ovládání vozidla, elektromotoru, výkonového měniče, mechanické převodovky a hnaných kol. Subsystém elektrického zdroje zahrnuje zdroj energie, jednotku pro energetický management a jednotku pro řízení nabíjení zdroje energie. Subsystém pomocných systémů se skládá z jednotky pro posilovač řízení, klimatizační jednotky a jednotky pro přívod energie.

Poté pokračuju v rozebrání možností umístění elektromotoru ve vozidle. Rozebral jsem 6 základních koncepcí. V první koncepci byl spalovací motor nahrazen elektrickým pohonem se zachováním spojky, vícestupňové převodovky a diferenciálu. Druhá koncepce obsahuje elektrický pohon s konstantním výkonem ve velkém rozsahu otáček, díky tomu může vypustit vícestupňovou převodovku a nahradit ji převodovkou se stalým převodem. Třetí koncepce počítá s integrací diferenciálu a převodovky do jedné sestavy. Celé pohonné ústrojí je jednodušší a kompaktnější. Čtvrtá koncepce počítá nahrazení diferenciálu dvěma trakčními motory. Motory jsou ovládané nezávisle na sobě. Pátá koncepce má motor umístěný přímo u kola. Tato koncepce většinou musí obsahovat převodku. Poslední koncepce je zabudování motoru přímo do kola. Velkou výhodou je vypuštění všech mechanických částí.

Navazuji dvousedadlovým vozidlem týmu NTN. Vozidlo má 4 in-wheel motory a je schopno se otáčet na místě. To zajistí, že motory ovládané nezávisle na sobě a je nutno natáčet všechna 4 kola.

Kapitolu zakončuji In-wheel motorem firmy Protean Electric, který je ideální pro použití v elektrických vozidlech. Jeho momentové a výkonové charakteristiky jsou na obrázku 7. V motoru je přímo zabudována výkonová elektronika a každý motor má vlastní řídicí jednotku. Tento motor se perfektně hodí pro vozidla s oddělenou trakcí.

Druhá kapitola popisuje celkovou hnací sílu vozidla a prostorový dynamický model vozidla doplněný o model pneumatik. Pro zjištění celkové hnací síly musíme znát všech

jízdní odpory vozidla. Tyto odpory jsou čtyři a to odpor vzduchu, valení, stoupaní a zrychlení. Celková hnací síla získáme sečtením všech jízdních odporů.

Prostorový dynamický model vozidla slouží pro sestavení korekčních map pro elektronický diferenciál. Tyto síly je nutné znát z důvodu předimenzování motorů, aby byly schopny diferenciál realizovat. Velmi důležitou součástí prostorového dynamického modelu automobilu je model pneumatik. Bez modelu pneumatik by nebylo možné správně vyšetřit chování vozidla v zatáčkách.

Třetí kapitola rozebírá potřebnou celkovou hnací sílu (moment), výkon pro akceleraci a ustálenou rychlost. Nejprve odhadnu základní parametry vozidla. Následně jsem sestrojil simulaci v programu MATLAB Simulink. V této simulaci jsem ověřil vypočtené hodnoty hnacích sil (momentů) a zobrazil průběhy ztrátových výkonů. Dále jsem uvedl základní doporučení na výběr motoru.

Sestrojením mapy korekčních sil koriguji nedotáčivost vozidla při zatáčení a realizuji elektronický diferenciál. Z výsledků provedených experimentů je patrné, že mapy korekčních sil jsem sestrojil správně. V tuhle chvíli máme představu o tom, o kolik musíme motory předimenzovat, aby byl elektronický diferenciál funkční.

Nakonec, s přihlédnutím k výsledkům simulací, jsem doporučil volit motor s pracovním momentem 17,5 Nm a pracovním výkonem 2 kW. Při takto zvolených hodnotách bude maximální teoretická rychlost vozidla 100 km/h. Při jízdě v zatáčkách ovšem doporučuji pouze maximální rychlost 50 km/h, protože celková hnací síla je navíc závislá na velikost předních bočních vodících sil a na funkci sinus úhlu natočení kol. Motory budou čtyři, každý na jedno kolo, bez převodky. Výsledná celková hnací síla je 222 N a výsledný celkový moment je 70 Nm. Celkový výkon všech motorů bude 8 kW.

První část práce shrnuje základní koncepce elektrických vozidel. Druhá část rozebírá hnací síly vozidla a dynamický rovinný model vozidla. Nakonec se věnuje návrhu elektronického diferenciálu a dimenzování motoru. Práci je možné použít při dalším zlepšování elektronických diferenciálů.

## Bibliografie

1. **Ehsani, Mehrdad.** *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles*. New York : CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4200-5398-2.
2. NTN. [Online] [Citace: 14. 5. 2013.] [http://www.ntn.co.jp/english/products/review/pdf/NTN\\_TR79\\_en\\_p051\\_057.pdf](http://www.ntn.co.jp/english/products/review/pdf/NTN_TR79_en_p051_057.pdf).
3. Protean Electric. [Online] [Citace: 14. 5. 2013.] [http://www.proteanelectric.com/wp-content/uploads/2011/12/2012\\_HTUF\\_-\\_Hybrid-Retrofit\\_Opportunities1.pdf](http://www.proteanelectric.com/wp-content/uploads/2011/12/2012_HTUF_-_Hybrid-Retrofit_Opportunities1.pdf).
4. **Vlk, František.** *Dynamika motorových vozidel*. Brno : Prof. Ing František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 80-239-0024-2.
5. **Kiencke, Uwe a Nielsen, Lars.** *Automotive Control Systems* . Berlin : Springer, 2005. 3-54-23139-0.
6. **Jazar, Reza N.** *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. New York : Springer, 2008. 978-0-387-74243-4.